

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra aplikované mechaniky

Návrh kinematiky náprav

Design of Axle Kinematics

Student:

Matěj Kosma

Vedoucí Bakalářské práce:

doc. Ing. Martin Fusek, Ph.D.

Ostrava 2019

Zadání bakalářské práce

Student: **Matěj Kosma**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3901R003 Aplikovaná mechanika
Téma: **Návrh kinematiky náprav**
Design of Axle Kinematics

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Rozeberte současně používané nápravy pro buggy/čtyřkolky (jaké typy náprav se používají, běžné čtyřkolky a závodní čtyřkolky).
2. Analyzujte možnosti provedení náprav pro zadané parametry (jaké nápravy se dají podle zadaných parametrů použít (lichoběžník, tuhá, vlečná), typy přepákování tlumičů a možnosti jejich umístění).
3. Navrhněte kinematiku náprav buggy podle zadaných parametrů (návrh kinematiky zvolené nápravy a typu uložení tlumičů).
4. Zhodnoťte navržené nápravy.

Seznam doporučené odborné literatury:

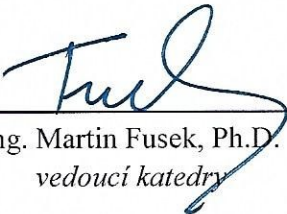
- [1] Vlk, F.: Automobilová technická příručka. 1. vyd. Brno: F. Vlk, 2003, xi, 791 s. ISBN 80-238-9681-4.
- [2] Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: F. Vlk, 2003, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [3] Němec, J., Dvořák, J., Höschl, C.: Pružnost a pevnost ve strojírenství, Technický průvodce 69, SNTL, Brno. 1989.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

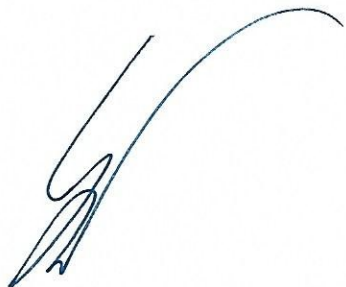
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Martin Fusek, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019


Ing. Martin Fusek, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2019

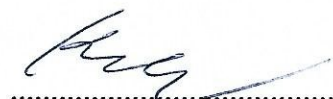
A handwritten signature in blue ink, consisting of a stylized 'P' followed by a series of loops and a horizontal line at the end.

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Matěj Kosma

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Horní 24, 747 14, Ludgeřovice

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KOSMA, M. *Návrh kinematiky náprav* : bakalářská práce. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2019, 92 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Martin Fusek, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem kinematiky náprav kol pro E-buggy. V úvodu jsou rozebírány druhy používaných náprav a jejich optimalizace, také jsou vysvětleny hodnocené parametry náprav. Návrh náprav se skládá ze čtyř hlavních částí, a to předběžným návrhem kinematiky náprav, jejich kontrolou a zhodnocením, optimalizací těchto náprav a výsledné kontroly spolu se zhodnocením navržených náprav. Zároveň je členěn na přední a zadní nápravu. Cílem práce je navržení optimální kinematiky obou náprav buggyny a podrobit je zadaným simulacím, u kterých jsou kontrolovány dané parametry v průběhu jednotlivých simulací. Tyto simulace jsou vypočteny numericky za pomoci softwaru MSC Adams Car 2018.1.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KOSMA, M. *Design of Axle Kinematics* : Bachelor Thesis. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics, 2019, 92 p. Thesis head: doc. Ing. Martin Fusek, Ph.D.

This work focuses on the design of kinematics of axles in E-buggy vehicles. The types of commonly used axles and their optimization are analysed in the introduction, together with the explanation of the monitored axle parameters. The axle design consists of four main parts - the preliminary design of axle kinematics, their check and evaluation, optimization of these axles and the final inspection, as well as the assessment of the designed axles. The design also deals separately with the front and the rear axles. The aim of this work is to design optimal kinematics of both axles of buggy vehicle and submit them to particular simulations, in which the given parameters are observed and analysed. These simulations are calculated numerically using MSC Adams Car 2018.1 software.

Obsah

Obsah.....	6
Seznam použitých symbolů.....	10
Seznam použitých zkratk.....	13
Seznam obrázku	14
Seznam tabulek	15
Seznám grafů.....	16
Úvod.....	19
1 Nápravy	20
1.1 Druhy náprav	20
1.1.1 Nápravy kyvadlové	21
1.1.2 Náprava úhlová	21
1.1.3 Lichoběžníková náprava	22
1.1.4 Náprava kliková	23
1.1.5 Náprava McPherson	24
1.1.6 Náprava s víceprvkovým zavěšením.....	25
1.2 Nápravy používané u buggyn	26
1.3 Vybraná náprava	26
2 Přepákování tlumičů.....	27
2.1 Proč přepákovávat tlumiče?	27
2.2 Převod tuhosti	27
2.3 Druhy podle konstrukce.....	28
2.4 Konstrukce	29
3 Řízení nápravy	30
3.1 Geometrie řízení	31
3.1.1 Odklon kola.....	31

3.1.2	Příklon rejdové osy	31
3.1.3	Poloměr rejdu	32
3.1.4	Záklon rejdové osy	33
3.1.5	Sbíhavost	34
3.2	Řídící tyče	35
3.2.1	Kulové klouby řízení	35
3.2.2	Uspořádání spojovacích řídících tyčí	36
3.3	Ackermannova podmínka	36
4	Návrh nápravy	38
4.1	Zadané parametry:	38
4.2	Základní návrh přední nápravy	39
4.2.1	Úchytné body přední nápravy a již zadané body	39
4.2.2	Čepy náboje a geometrie nápravy	41
4.2.3	Návrh řízení	45
4.3	Základní návrh zadní nápravy	48
5	Zhodnocení předběžného návrhu	52
5.1	Přední náprava	52
5.1.1	Řízení	53
5.1.2	Sbíhavost kol	54
5.1.3	Odklon kol	55
5.1.4	Záklon rejdové osy	56
5.1.5	Závlek rejdové osy	57
5.1.6	Příklon rejdové osy	58
5.1.7	Poloměr rejdu	59
5.1.8	Výška klopní náprav	60
5.1.9	Rozchod kol	61
5.2	Zadní náprava	62

5.2.1	Sbíhavost kol.....	63
5.2.2	Odklon kol.....	64
5.2.3	Záklon rejdové osy	65
5.2.4	Závlek rejdové osy	65
5.2.5	Příklon rejdové osy	66
5.2.6	Poloměr rejdu	67
5.2.7	Výška klopení náprav.....	68
5.2.8	Rozchod kol	69
6	Finální nápravy.....	70
6.1	Přední náprava	70
6.2	Zadní náprava	71
7	Zhodnocení finálního návrhu	72
7.1	Přední náprava	72
7.1.1	Řízení	72
7.1.2	Sbíhavost kol.....	73
7.1.3	Odklon kol.....	74
7.1.4	Záklon rejdové osy	75
7.1.5	Závlek rejdové osy	76
7.1.6	Příklon rejdové osy	77
7.1.7	Poloměr rejdu	78
7.1.8	Výška klopení náprav.....	79
7.1.9	Rozchod kol	80
7.2	Zadní náprava	81
7.2.1	Sbíhavost kol.....	81
7.2.2	Odklon kol.....	82
7.2.3	Záklon rejdové osy	83
7.2.4	Závlek rejdové osy	83

7.2.5	Příklon rejdové osy	84
7.2.6	Poloměr rejdu	84
7.2.7	Výška klopení náprav	85
7.2.8	Rozchod kol	86
	Závěr.....	87
	Poděkování.....	88
	Citovaná literatura	89
	Seznám příloh.....	90
	Seznam zvláštních příloh	90

Seznam použitých symbolů

Symbol	Jednotka	Význam symbolu
a	mm	Rameno ke kolu od přepákování
A	mm	Souřadnice uchycení přední nápravy v předu dole
A _w	mm	Souřadnice řídicího čepu kola
b	s ⁻¹	Součinitel tlumení tlumiče
B	mm	Souřadnice uchycení přední nápravy vzadu dole
b ₀	mm	Vzdálenost rejdových os na nápravě
b ₁	mm	Rozchod kol na nápravě
c	mm	Rameno k tlumiči od přepákování
C	mm	Souřadnice uchycení přední nápravy v předu nahoře
CL	mm	Souřadnice uložení spodního příčného ramene zadní nápravy k rámu
C _{Lw}	mm	Souřadnice uložení spodního příčného ramene zadní nápravy ke kolu
C _p	mm	Souřadnice uložení horního příčného ramene zadní nápravy k rámu
C _{Pw}	mm	Souřadnice uložení horního příčného ramene zadní nápravy ke kolu
C _{R1}	mm	Souřadnice ohraničující úsečku možného uložení příčných ramen
C _{R2}		zadní nápravy k rámu buggy
D	mm	Souřadnice uchycení přední nápravy vzadu nahoře
D _L	mm	Souřadnice spodního uložení tlumiče k podélnému ramenu
D _R	mm	Souřadnice uložení podélného ramene zadní nápravy k rámu
D _{R1}	mm	Souřadnice ohraničující úsečku možného uložení podélného ramene
D _{R2}		zadní nápravy k rámu buggy
D _T	mm	Souřadnice horního uložení tlumiče k rámu
D _{uo}	mm	Koeficient přepočtu chodu kola – tlumiče
D _w	mm	Souřadnice uložení podélného ramene zadní nápravy ke kolu
F	mm	Souřadnice uchycení tlumiče přední nápravy k rámu
F	N	Síla
F _D	N	Direkční síla od pružiny
F _n	N	Síla od nápravy kola
G _O	mm	Souřadnice kulových čepů převodky řízení
J	mm	Souřadnice spodního kulového čepu náboje kola
k	N*m ⁻¹	Tuhost

K	mm	Souřadnice horního kulového čepu náboje kola
k_D	$N \cdot m^{-1}$	Tuhost na pružině
k_n	$N \cdot m^{-1}$	Tuhost na nápravě
l	mm	Rozvor kol/ vzdálenost náprav
l_1	mm	Vzdálenost mezi vnitřními kraji zadních ráfků předních kol
l_2	mm	Vzdálenost mezi vnitřními kraji předních ráfků předních kol
lč	mm	Vzdálenost kulových čepů převodky řízení
M	$N \cdot m$	Momentová síla
$M_{0\check{c}}$	$N \cdot m$	Moment k čepu přepákování
O_S	mm	Souřadnice krajních bodů obalu převodky řízení
P	mm	Souřadnice středu přední nápravy
P_{tw}	-	Směrnice přepočtu chodu kola – tlumiče
r	mm	Rameno
R_0	mm	Poloměr rejdu
r_0	mm	Teoretický poloměr zatačení
R_{SR}	mm	Poloměr trubky rámu
R_{St}	mm	Poloměr převodky řízení
R_w	mm	Rameno řízení přední nápravy
S	mm	Souřadnice středu předního kola
S'	mm	Souřadnice promítnutého středu kola přes rovinu XZ na rejdovou osu
S_w	mm	Souřadnice středu zadního kola
S_Z	mm	Souřadnice středu zadní nápravy
v_{st}	mm	Velikost mezery potřebné k uchycení převodky řízení
X	mm	Souřadnice v podélném směru vozidla
Y	mm	Souřadnice v příčném směru vozidla
y_m	mm	Mezera v příčném směru mezi podélným ramenem a pneumatikou
z	mm	Závlek rejdové osy
Z	mm	Souřadnice ve vertikálním směru vozidla
Z_{SR}	mm	Výška od země spodní trubky rámové konstrukce
α	Deg	Úhel rejdu vnějšího kola
β	Deg	Úhel rejdu vnitřního kola
β_0	Deg	Úhel odklonu kola
β_k	Deg	Sdružený úhel kola

β_p	Deg	Příklon rejdové osy
β_z	Deg	Záklon rejdové osy
δ	Deg	Diferenční úhel řízení
δ	Deg	Sbíhavost kol
ΔD_u	mm	Aktuální délka tlumiče
ΔD_{ul}	mm	Největší délka tlumiče
ΔD_{uM}	mm	Nejmenší délka tlumiče
Δl	mm	Prodloužení pružiny
$\Delta l_{\check{c}}$	mm	Velikost chodu kulových čepů převodky řízení
Δl_D	mm	Stlačení pružiny
Δl_n	mm	Posunutí tyče kola
θ	Rad	Úhel natočení čepu přepákování
φ	Deg	Úhel opsání

Seznam použitých zkratk

Zkratka	Význam
CAD	Computer aided desing
E-Buggy	Buggyna na čistě elektrický pohon
MSC	MacNeal-Schwendler Corporation – název společnosti
off-road	Mimo silnici, mimo pozemní komunikaci
VW	Volkswagen – automobilová značka

Seznam obrázku

OBRÁZEK 1-1 TUHÁ NÁPRAVA [1]	20
OBRÁZEK 1-2 NÁPRAVY KYVADLOVÉ [1]	21
OBRÁZEK 1-3 NÁPRAVA ÚHLOVÁ [1].....	21
OBRÁZEK 1-4PŘEDNÍ NÁPRAVA VW TOUAREG 2011 [2].....	22
OBRÁZEK 1-5 ZADNÍ NÁPRAVA AUDI A4 B5 (1994-199) [3].....	23
OBRÁZEK 1-6 PŘEDNÍ NÁPRAVA AUDI A3 2004 [6].....	24
OBRÁZEK 1-7 PŘEDNÍ NÁPRAVA AUDI A8 [9]	25
OBRÁZEK 1-8 ZADNÍ NÁPRAVA AUDI A8 [9]	25
OBRÁZEK 1-9 JEDNOTKA ŘÍZENÍ ZADNÍ NÁPRAVY [9].....	25
OBRÁZEK 1-10 PŘEDNÍ NÁPRAVA ZÁVODNÍ BUGGY [10]	26
OBRÁZEK 1-11 ZADNÍ NÁPRAVA ZÁVODNÍ BUGGY TŘÍPRVEK [11].....	26
OBRÁZEK 2-1 ZJEDNODUŠENÝ MODEL PŘEPÁKOVÁNÍ.....	27
OBRÁZEK 2-2 DRUHY PŘEPÁKOVÁNÍ TLUMIČŮ [5]	28
OBRÁZEK 2-3 ČÁSTI PŘEPÁKOVÁNÍ TLUMIČŮ [5]	29
OBRÁZEK 3-1 DIFERENČNÍ ÚHEL ŘÍZENÍ [1]	30
OBRÁZEK 3-2 ODKLON KOLA [1]	31
OBRÁZEK 3-4 PŘÍKLON REJDOVÉ OSY [1].....	31
OBRÁZEK 3-3 SDRUŽENÝ ÚHEL [1]	32
OBRÁZEK 3-5 POLOMĚR REJDU [1]	32
OBRÁZEK 3-6 ZÁKLON REJDOVÉ OSY [1].....	33
OBRÁZEK 3-7 SBÍHAVOST [1].....	34
OBRÁZEK 3-8 KULOVÝ ČEP ŘÍZENÍ [1]	35
OBRÁZEK 3-9 USPOŘÁDANÍ ČÁSTÍ HŘEBENOVÉHO ŘÍZENÍ [1].....	36
OBRÁZEK 3-10 GEOMETRIE ACKERMANNHOVA PODVOZKU [4]	37
OBRÁZEK 4-1 MODEL RÁMU E-BUGGY	39
OBRÁZEK 4-2 NÁČRT PŘEDNÍHO ÚCHYTNÉHO RÁMU.....	39
OBRÁZEK 4-3 PODVOZEK TOUAREG [2]	42
OBRÁZEK 4-4 NÁČRT PŘEDBĚŽNÉ PŘEDNÍ NÁPRAVY YZ	43
OBRÁZEK 4-5 NÁČRT REJDOVÉ OSY ROVINA XZ.....	44
OBRÁZEK 4-6 ACKERMANNHOV PRINCIP [8]	46
OBRÁZEK 4-7 ZÁDNÍ NÁPRAVA POLARIS RZR 2019 [11]	50
OBRÁZEK 4-8 ULOŽENÍ ZADNÍCH PŘÍČNÝCH RAMEN	51

Seznam tabulek

TABULKA 4-1 SOUŘADNICE BODŮ Z MODELU	39
TABULKA 4-2 TRANSFORMOVANÉ SOUŘADNICE BODŮ	40
TABULKA 4-3 GEOMETRIE PŘEDNÍ NÁPRAVY TOUAREG [7]	42
TABULKA 4-4 SOUŘADNICE BODŮ	44
TABULKA 4-5 SOUŘADNICE BODŮ ŘÍZENÍ	48
TABULKA 4-6 GEOMETRIE ZADNÍ NÁPRAVY VW TOUAREG [7]	48
TABULKA 4-7 BODY ZADNÍ NÁPRAVY	51
TABULKA 5-1 HODNOCENÉ PARAMETRY NÁPRAV	52
TABULKA 6-1 POROVNÁNÍ NOVÝCH KONSTRUKČNÍCH BODŮ PRAVÉ STRANY PŘEDNÍ NÁPRAVY	71
TABULKA 6-2 POROVNÁNÍ NOVÝCH KONSTRUKČNÍCH BODŮ PRAVÉ STRANY ZADNÍ NÁPRAVY	71

Seznám grafů

GRAF 1 ZÁVISLOST DÉLKY TLUMIČE NA CHODU KOLA	53
GRAF 2 ZÁVISLOST ÚHLU VYTOČENÍ KOL NA POSUNUTÍ PŘEVODKY ŘÍZENÍ	54
GRAF 3 ZÁVISLOST SBÍHAVOSTI NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	54
GRAF 4 ZÁVISLOST SBÍHAVOSTI NA PROPRUŽENÍ NÁPRAVY	54
GRAF 5 ZAVISLOST ODKLONU KOLA NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	55
GRAF 6 ZAVISLOST ODKLONU KOLA NA PROPRUŽENÍ NÁPRAVY	55
GRAF 7 ZÁVISLOST ODKLONU KOLA NA CHODU ŘÍZENÍ	55
GRAF 8 ZÁVISLOST ZÁKLONU REJDOVÉ OSY NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	56
GRAF 9 ZÁVISLOST ZÁKLONU REJDOVÉ OSY NA VÝKMITU NÁPRAVY	56
GRAF 10 ZÁVISLOST ZÁKLONU REJDOVÉ OSY NA CHODU PŘEVODKY ŘÍZENÍ	56
GRAF 11 ZÁVISLOST ZÁVLEKU REJDOVÉ OSY NA NAKLOMENÍ NÁPRAVY	57
GRAF 12 ZÁVISLOST ZÁVLEKU REJDOVÉ OSY NA VÝKMITU NÁPRAVY	57
GRAF 13 ZÁVISLOST ZÁVLEKU REJDOVÉ OSY NA CHODU PŘEVODKY ŘÍZENÍ	57
GRAF 14 ZÁVISLOST PŘÍKLONU REJDOVÉ OSY NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	58
GRAF 15 ZÁVISLOST PŘÍKLONU REJDOVÉ OSY NA VÝKMITU NÁPRAVY	58
GRAF 16 ZÁVISLOST PŘÍKLONU REJDOVÉ OSY NA CHODU PŘEVODKY ŘÍZENÍ	58
GRAF 17 ZÁVISLOST POLOMĚRU REJDU NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	59
GRAF 18 ZÁVISLOST POLOMĚRU REJDU NA VÝKMITU NÁPRAVY	59
GRAF 19 ZÁVISLOST POLOMĚRU REJDU NA CHODU PŘEVODKY ŘÍZENÍ	59
GRAF 20 ZÁVISLOST VÝŠKY KLOPENÍ NÁPRAVY NA JEJÍM NAKLÁPĚNÍ	60
GRAF 21 ZÁVISLOST VÝŠKY KLOPENÍ NÁPRAVY NA JEJÍM VÝKMITU	60
GRAF 22 ZÁVISLOST VÝŠKY KLOPENÍ NÁPRAVY NA CHODU PŘEVODKY ŘÍZENÍ	60
GRAF 23 ZÁVISLOST ROZCHODU KOL NA NAKLOPENÍ NÁPRAV	61
GRAF 24 ZÁVISLOST ROZCHODU KOL NA VÝKMITU NÁPRAVY	61
GRAF 25 ZÁVISLOST ROZCHODU KOL NA CHODU PŘEVODKY ŘÍZENÍ	61
GRAF 26 ZÁVISLOST DÉLKY TLUMIČE NA CHODU KOLA	62
GRAF 27 ZÁVISLOST SBÍHAVOSTÍ KOL NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	63
GRAF 28 ZÁVISLOST SBÍHAVOSTÍ KOL NA VÝKMITU NÁPRAVY	63
GRAF 29 ZÁVISLOST ODKLONU KOL NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	64
GRAF 30 ZÁVISLOST ODKLONU KOL NA VÝKMIT NÁPRAVY	64
GRAF 31 ZÁVISLOST ZÁKLONU REJDOVÉ OSY NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	65
GRAF 32 ZÁVISLOST ZÁKLONU REJDOVÉ OSY NA VÝKMITU NÁPRAVY	65
GRAF 33 ZÁVISLOST ZÁVLEKU REJDOVÉ OSY NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	66
GRAF 34 ZÁVISLOST ZÁVLEKU REJDOVÉ OSY NA VÝKMITU NÁPRAVY	66
GRAF 35 ZÁVISLOST PŘÍKLONU REJDOVÉ OSY NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	66
GRAF 36 ZÁVISLOST PŘÍKLONU REJDOVÉ OSY NA VÝKMITU NÁPRAVY	67
GRAF 37 ZÁVISLOST POLOMĚRU REJDU NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	67

GRAF 38 ZÁVISLOST POLOMĚRU REJDU NA VÝKMITU NÁPRAVY	67
GRAF 39 ZÁVISLOST VÝŠKY KLOPENÍ NÁPRAVY NA JEJÍM NAKLOPENÍ	68
GRAF 40 ZÁVISLOST VÝŠKY KLOPENÍ NÁPRAVY NA JEJÍM VÝKMITU	68
GRAF 41 ZÁVISLOST ROZCHODU KOL NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	69
GRAF 42 ZÁVISLOST ROZCHODU KOL NA VÝKMITU NÁPRAVY	69
GRAF 43 ZÁVISLOST DÉLKY TLUMIČE NA CHODU KOLA	72
GRAF 44 ZÁVISLOST REJDOVÉHO ÚHLU KOL NA POSUVU PŘEVODKY ŘÍZENÍ	73
GRAF 45 ZÁVISLOST SBÍHAVOSTI NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	73
GRAF 46 ZÁVISLOST SBÍHAVOSTI NA PROPRUŽENÍ NÁPRAVY	74
GRAF 47 ZÁVISLOST ODKLONU KOLA NA PROPRUŽENÍ NÁPRAVY	74
GRAF 48 ZÁVISLOST ODKLONU KOLA NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	74
GRAF 49 ZÁVISLOST ODKLONU KOLA NA CHODU ŘÍZENÍ	74
GRAF 50 ZÁVISLOST ZÁKLONU REJDOVÉ OSY NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	75
GRAF 51 ZÁVISLOST ZÁKLONU REJDOVÉ OSY NA VÝKMITU NÁPRAVY	75
GRAF 52 ZÁVISLOST ZÁKLONU REJDOVÉ OSY NA CHODU PŘEVODKY ŘÍZENÍ	75
GRAF 53 ZÁVISLOST ZÁVLEKU REJDOVÉ OSY NA NAKLONĚNÍ NÁPRAVY	76
GRAF 54 ZÁVISLOST ZÁVLEKU REJDOVÉ OSY NA VÝKMITU NÁPRAVY	76
GRAF 55 ZÁVISLOST ZÁVLEKU REJDOVÉ OSY NA CHODU PŘEVODKY ŘÍZENÍ	76
GRAF 56 ZÁVISLOST PŘÍKLONU REJDOVÉ OSY NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	77
GRAF 57 ZÁVISLOST PŘÍKLONU REJDOVÉ OSY NA VÝKMITU NÁPRAVY	77
GRAF 58 ZÁVISLOST PŘÍKLONU REJDOVÉ OSY NA CHODU PŘEVODKY ŘÍZENÍ	77
GRAF 59 ZÁVISLOST POLOMĚRU REJDU NA NÁKLOPENÍ NÁPRAVY	78
GRAF 60 ZÁVISLOST POLOMĚRU REJDU NA VÝKMITU NÁPRAVY	78
GRAF 61 ZÁVISLOST POLOMĚRU REJDU NA CHODU PŘEVODKY ŘÍZENÍ	78
GRAF 62 ZÁVISLOST VÝŠKY KLOPENÍ NÁPRAVY NA JEJÍM NAKLÁPĚNÍ	79
GRAF 63 ZÁVISLOST VÝŠKY KLOPENÍ NÁPRAVY NA JEJÍM VÝKMITU	79
GRAF 64 ZÁVISLOST VÝŠKY KLOPENÍ NÁPRAVY NA CHODU PŘEVODKY ŘÍZENÍ	79
GRAF 65 ZÁVISLOST ROZCHODU KOL NA NAKLOPENÍ NÁPRAV	80
GRAF 66 ZÁVISLOST ROZCHODU KOL NA VÝKMITU NÁPRAVY	80
GRAF 67 ZÁVISLOST ROZCHODU KOL NA CHODU PŘEVODKY ŘÍZENÍ	80
GRAF 68 ZÁVISLOST DÉLKY TLUMIČE NA CHODU KOLA	81
GRAF 69 ZÁVISLOST SBÍHAVOSTÍ KOL NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	81
GRAF 70 ZÁVISLOST SBÍHAVOSTÍ KOL NA VÝKMITU NÁPRAVY	82
GRAF 71 ZÁVISLOST ODKLONU KOL NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	82
GRAF 72 ZÁVISLOST ODKLONU KOL NA VÝKMIT NÁPRAVY	82
GRAF 73 ZÁVISLOST ZÁKLONU REJDOVÉ OSY NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	83
GRAF 74 ZÁVISLOST ZÁKLONU REJDOVÉ OSY NA VÝKMITU NÁPRAVY	83
GRAF 75 ZÁVISLOST ZÁVLEKU REJDOVÉ OSY NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	83
GRAF 76 ZÁVISLOST ZÁVLEKU REJDOVÉ OSY NA VÝKMITU NÁPRAVY	84

GRAF 77 ZÁVISLOST PŘÍKLONU REJDOVÉ OSY NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	84
GRAF 78 ZÁVISLOST PŘÍKLONU REJDOVÉ OSY NA VÝKMITU NÁPRAVY	84
GRAF 79 ZÁVISLOST POLOMĚRU REJDU NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY.....	85
GRAF 80 ZÁVISLOST POLOMĚRU REJDU NA VÝKMITU NÁPRAVY	85
GRAF 81 ZÁVISLOST VÝŠKY KLOPENÍ NÁPRAVY NA JEJÍM NAKLOPENÍ	85
GRAF 82 ZÁVISLOST VÝŠKY KLOPENÍ NÁPRAVY NA JEJÍM VÝKMITU	86
GRAF 83 ZÁVISLOST ROZCHODU KOL NA NAKLOPENÍ NÁPRAVY	86
GRAF 84 ZÁVISLOST ROZCHODU KOL NA VÝKMITU NÁPRAVY	86

Úvod

Bakalářská práce se zabývá kinematickým návrhem nápravy pro E-buggy vyráběné v rámci projektu StudentCar. Vozy vyráběné v tomto projektu musí splňovat veškeré podmínky týkající se bezpečného provozu na pozemních komunikacích.

Na začátku této práce jsou popsány druhy náprav, jejich výhody a využití. Práce se také zaměřuje na druhy náprav, které jsou používány u závodních buggyn. V práci je diskutováno o důvodech využívání těchto náprav a zároveň jsou porovnávány rozdíly těchto náprav s nápravami osobních automobilů. Dále se práce zaměřuje na využití přepákování, důvody použití, jeho výhody a druhy provedení. V práci se také nachází část zaměřena na řízení a geometrii podvozku a jaké vlivy má na jízdní vlastnosti a komfort. V hlavní části práce je návrh na optimální kinematiku nápravy pro E-Buggy podle zadaných parametrů na základě předem zjištěných informací tak, aby bylo dosaženo co nejlepších vlastností pro závodní styl jízdy. Následně je provedena kontrola vlastností navržené nápravy s pomocí počítačového programu MSC Adams Car 2018.1. V závěru práce je provedeno zhodnocení navržené nápravy a řešení případných dalších optimalizovaných návrhů.

1 Nápravy

Nápravy jsou součástí všech přepravních prostředků, ať už se jedná o automobily, motocykly, nebo kolejová vozidla. Dokonce i letadla mají nápravy, aby se mohla pohybovat po dráze před nebo po vzletu. Účelem náprav je nést tíhu vozidla a přenášet ji na kola vozu. Dále přenáší hnací a brzdné síly od pohonného agregátu, a to jak od elektromotoru, tak od spalovacího motoru. Tyto síly vznikají decelerací pohonného agregátu a brzdného systému. Nápravy také přenášejí boční síly vznikajícími provozem v reálném prostředí (vítr, odstředivé síly, aerodynamika a víření vzduchu, ...). Síly jsou přenášeny mezi kolem a rámem vozidla. Umožňuje odpružení vozidla a stálý styk kola s vozovkou pomocí pružin a tlumičů, které jsou uloženy mezi nápravami a vozidlem. Spojuje levé a pravé kolo a přenáší síly mezi koly. Součástí nápravy je náboj, na kterém je uložený brzdný element a kolo. [1]

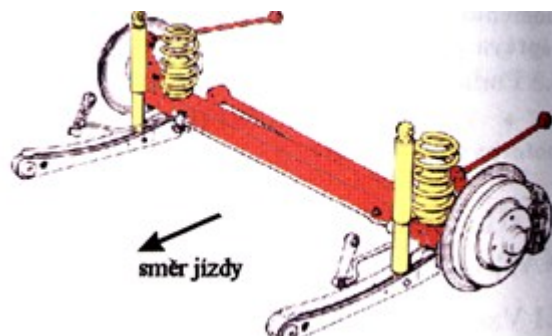
1.1 Druhy náprav

- **Podle vztahu k pohonu vozidla:**
 - Hnaná – přenáší pouze tíhu vozidla na vozovku
 - Hnací – přenáší tíhu vozidla a moment motoru na kola. Může to být libovolná náprava nebo nápravy, případně všechny nápravy hnací.
- **Podle vztahu k řízení vozidla:**
 - Řídící, rejdové a neřídící
- **Podle konstrukce:**

V základu se dělí na tuhé a výkyvné. Tuhé nápravy jsou uloženy pod rámem, případně samonosnou karosérií. Výkyvné nápravy jsou částečně uloženy pod rámem. [1]

Tuhé nápravy

U tuhé nápravy jsou obě kola k sobě spojena pevně, není možná změna rozchodu kol, a náprava je odpružena jako celek k rámu vozu. Dnes se již moc nepoužívají, přetrvávají už jen u nákladních vozidel a speciálních off-road vozidel, která jsou určena do terénu, většinou pro volnočasovou zábavu a off-road závody. Z tohoto důvodu se dále více zaměříme jen na nápravy výkyvné.



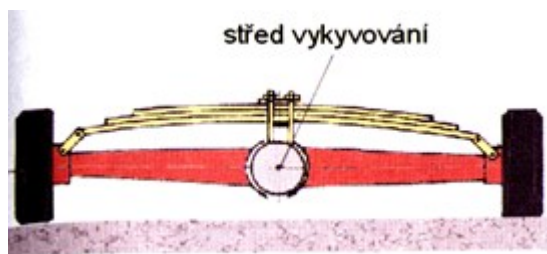
Obrázek 1-1 Tuhá náprava [1]

Výkyvné nápravy

Umožňují nezávislé výkyvy kol díky samostatnému zavěšení jednotlivých kol pomocí polonáprav. Většina těchto náprav pak musí být opatřena stabilizátorem, který řídí vychýlení mezi jednotlivými koly pro zlepšení jízdních vlastností a zvětšení komfortu jízdy.

1.1.1 Nápravy kyvadlové

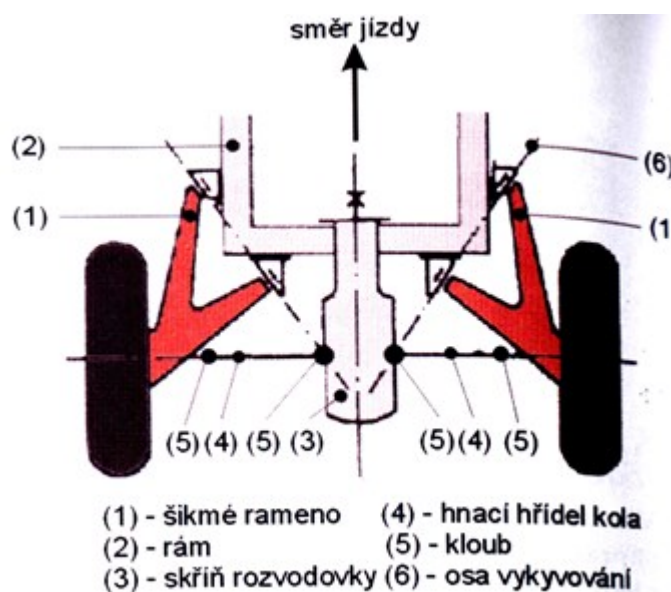
Jedná se o určitý přechod mezi tuhou a výkyvnou nápravou. Je tvořena z dvou ramen, diferenciální skříně a jedním nebo dvěma středů vykyvování. Každé rameno se kýve samostatně kolem středu vykyvování. Náprava není vhodná jako řídící, často se používá u těžkých vozidel jako hnací náprava. S dvěma výkyvnými středy se náprava například použila u vozidla Škoda 105 a 120, jako zadní hnací náprava.



Obrázek 1-2 Nápravy kyvadlové [1]

1.1.2 Náprava úhlová

Je tvořena dvěma rozvidlenými rameny, podélně přichycenými k rámu, příčné rameno přichycené k rozvodové skříní, náprava má o něco lepší kinetické vlastnosti než předchozí, ale také není ideální jako řídící. Vyskytla se na vozidle Škoda 130L.

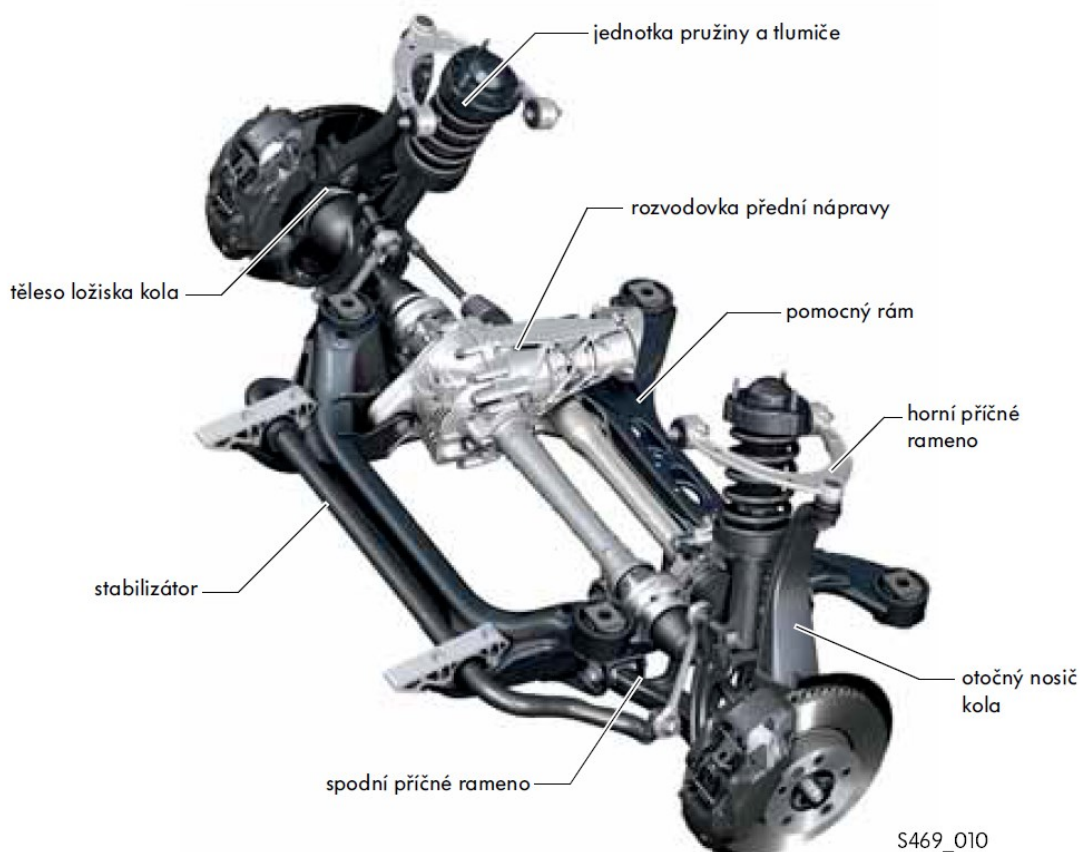


Obrázek 1-3 Náprava úhlová [1]

1.1.3 Lichoběžníková náprava

Lichoběžníková náprava se správně nazývá jako náprava se dvěma příčnými rameny ve tvaru lichoběžníku. Tato náprava se používá do dnešní doby velice často u terénních vozů. Umožňuje velké zdvihy pérování a značné zkrřížení náprav v terénu. Kola jsou u ní zavěšena na nápravnici, pomocném rámu, rámu vozidla, případně rozvodové skříni. Dnes nejčastěji spodní rameno uchyceno na nápravnici nebo na pomocný rám a horní rameno na samonosnou karosérii.

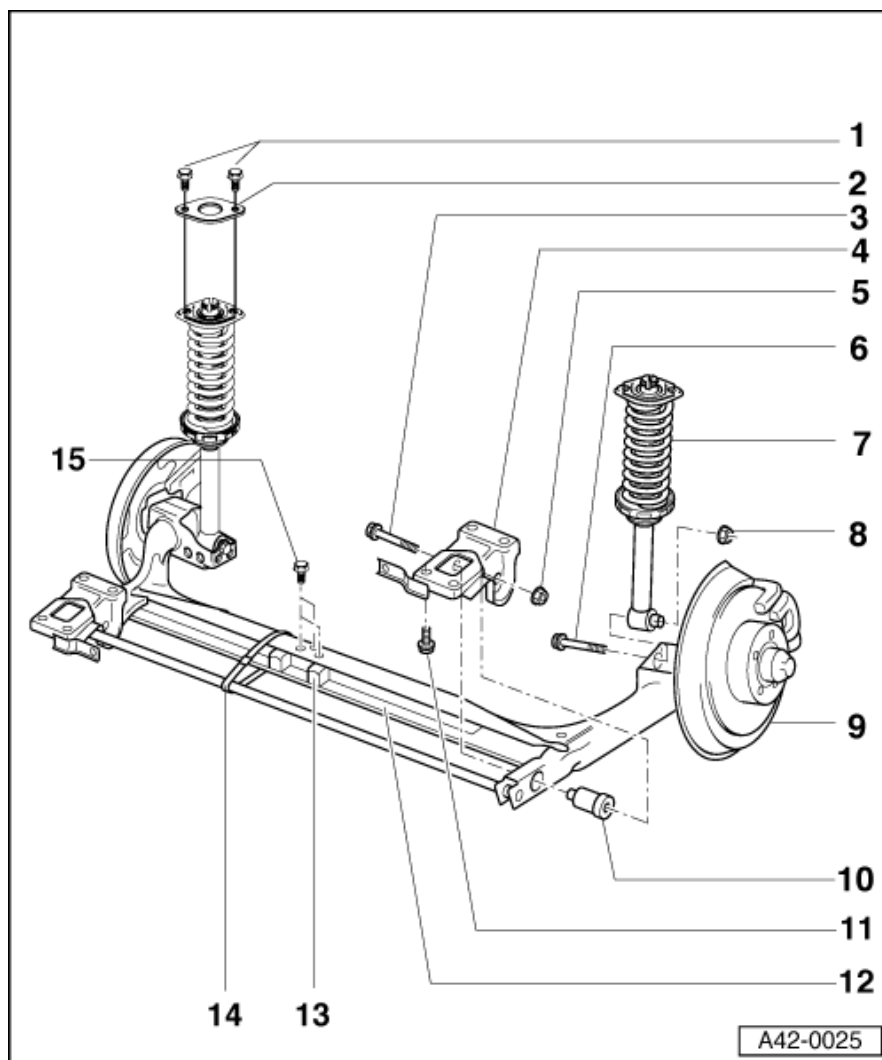
Tato náprava se například používá u vozů VW Touareg od roku 2011 jako řídící a zároveň hnací náprava. U staršího modelu byla použita i jako zadní náprava hnací. Ramena jsou odlita z hliníku. K uchycení spodních ramen, rozvodovky a převodky řízení je použitý pomocný rám. Dodává se jak s ocelovými vinutými pružinami, tak i se vzduchovým odpružením.



Obrázek 1-4 Přední náprava VW Touareg 2011 [2]

1.1.4 Náprava kliková

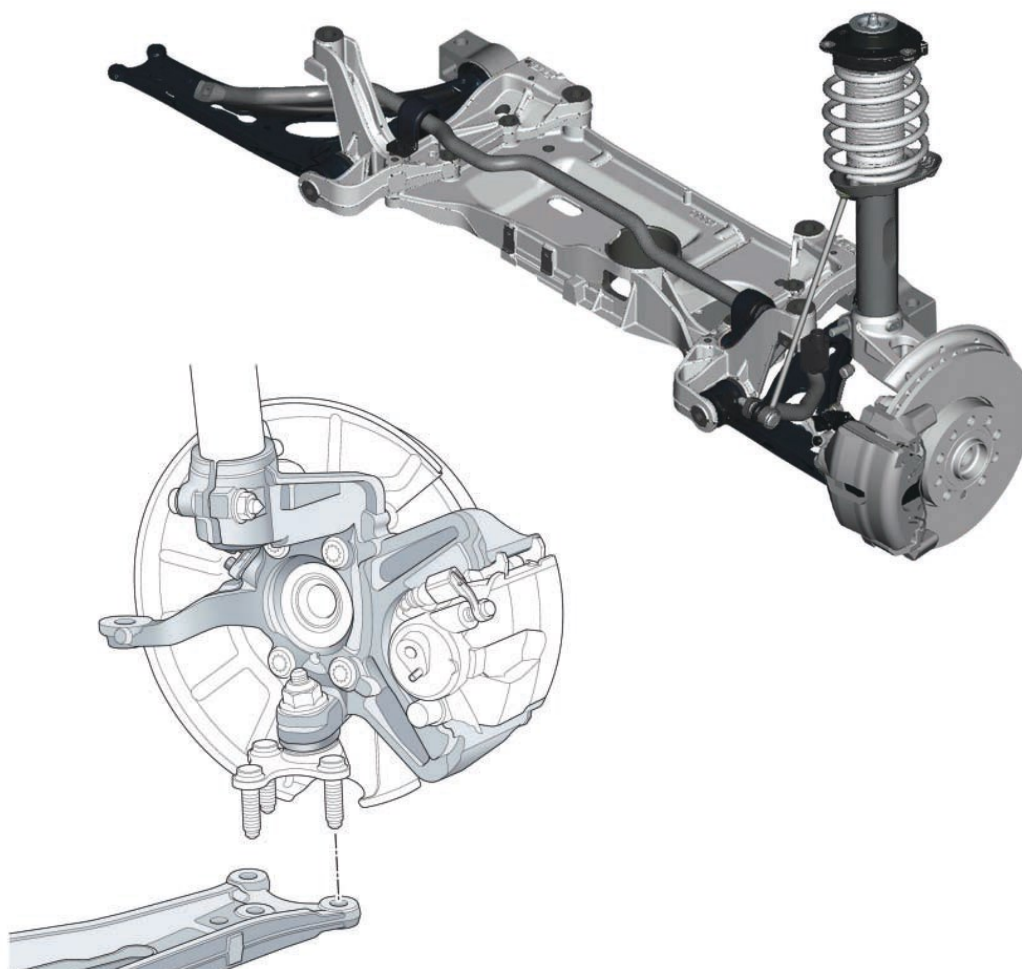
Kliková náprava je jednoduchá, na prostor nenáročná náprava. Jednotlivá kola jsou zavěšena pomocí jednoho nebo dvou podélných ramen. Kola tudíž vykyvují kolem osy kolmé k podélné ose automobilu. Tím se nemění geometrie nápravy vlivem jejího zatížení, avšak přináší to jisté problémy v zachycování bočních sil vznikajících například průjezdem zatáčkou. Je vhodná jako zadní hnaná náprava, ale lze ji použít i jako zadní hnací nápravu. Tato náprava je použita například u vozů Škody Octavie první generace, jako zadní hnaná náprava, nebo u vozů Audi A4 B5, taktéž jako zadní hnaná náprava. Podélné ramena jsou spojena „U“ profilem, který působí jako příčný stabilizátor. Ramena jsou uložena v pryžových lůžkách s proměnlivou tuhostí, dále je opatřena stabilizační tyčí, pro zlepšení jízdních vlastností.



Obrázek 1-5 Zadní náprava Audi A4 B5 (1994-1999) [3]

1.1.5 Náprava McPherson

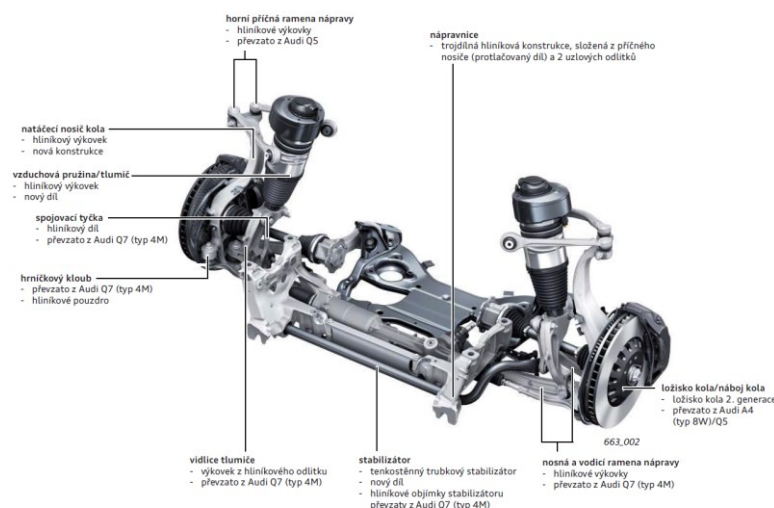
Náprava McPherson vychází z lichoběžníkové nápravy. Kolo je k spodnímu příčnému výkyvnému ramenu uloženo kulovým kloubem a toto rameno je uloženo šikmo k ose vozidla. Horní závěs tvoří speciální tlumič McPherson s vinutou pružinou, pružina se ve spodní části opírá o miskou připevněnou k vnější části teleskopického tlumiče a v horní části společnou s demontovatelnou miskou, tato miska je opatřena axiálním ložiskem, který se opírá v horní části vozu. Axiální ložisko a kulový čep představují rejdovou osu, okolo níž se kolo může natáčet do rejdu. Tato osa také tvoří osu zatěžování pružiny. Náprava má velice dobré vlastnosti. Převážně se používá jako přední hnací náprava, ale může taktéž sloužit jako zadní hnaná nebo hnací náprava. Náprava se občas kombinuje i s vycpávkovou nápravou, o které si povíme dále. Používá se například u vozů Subaru Impreza GL, nebo Audi A3.



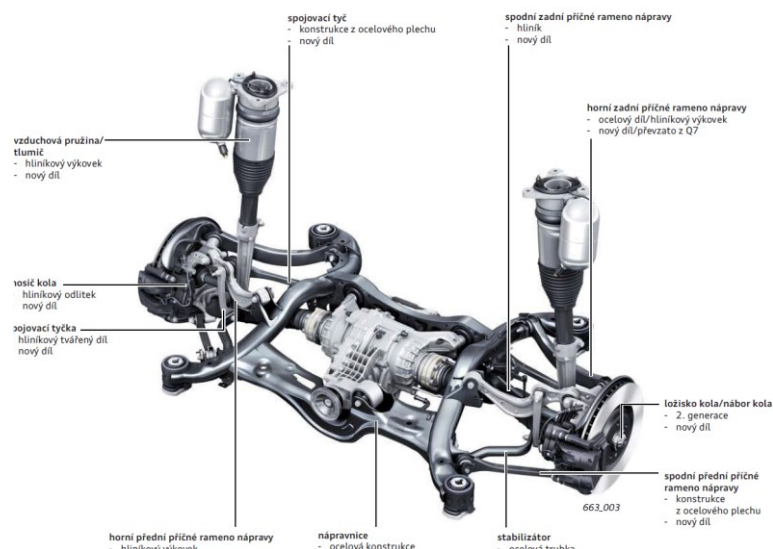
Obrázek 1-6 Přední náprava Audi A3 2004 [6]

1.1.6 Náprava s víceprvkovým zavěšením

Kolo je zavěšené až na 5 ramenech. Je to prostorově složitý systém, avšak zajišťuje optimální kinematiku nápravy. Požadavky se liší podle toho, zda se jedná o přední nebo zadní nápravu.



Obrázek 1-7 Přední náprava Audi A8 [9]



Obrázek 1-8 Zadní náprava Audi A8 [9]



Obrázek 1-9 Jednotka řízení zadní nápravy [9]

Přední náprava – zde je opět fiktivní rejdová osa, avšak vhodným počtem a napojením je možno dosáhnout pohyblivou fiktivní rejdovou osu, v optimální poloze, a tím vynikajících kinetických vlastností v každém stavu nápravy i vozidla. Tato náprava se například používá u vozů Audi A8, kde je navíc opatřena vzduchovým odpružením, kdy je i tato náprava hnací.

Zadní náprava – u této nápravy je hlavním úkolem dosáhnout vysokého komfortu jízdy. Projevuje se velkou stabilitou vozu jak při přímém směru, tak při průjezdu zatáčkou. Tato zadní náprava umožňuje tzv. pasivní řízení.

Při rychlém průjezdu se kola natáčejí v opačném směru jako rejdová, což zlepšuje průjezd zatáčkou, ale zároveň u rychlého předjíždějícího manévru se kola natáčí ve stejném směru jako rejdová a vozidlo se zdánlivě sune do boku. Tato náprava se taktéž používá u vozů Audi A8, kde v kombinaci

s elastomerovými lůžky s materiálovou směsí, vysokým tlumením a integrovanými vloženými pouzdry umožňují dosažení vysoké radiální tuhosti při malých podílech zkrucování.

U této nápravy je možné dynamického řízení všech kol při nahrazení konvenční spojovací tyče za nastavovací jednotku (Obrázek 1-9).

1.2 Nápravy používané u buggyn

U buggyn se nejčastěji používá lichoběžníková náprava vpředu a obyčejná trubková konstrukce tak, aby se nezmenšila světlá výška. Spodní rameno je umístěno co možná nejnižší. Popřípadě je u konce zahnuté. Tlumič uchycen napřímo na horním rameni. Není používáno žádné přepákování. Obrázek 2-10.

Zadní nápravy, buď lichoběžníkové nebo víceprvek tříramenný, dvě příčná ramena a jedno podélné. Tlumič s pružinou umístěn na podélném



Obrázek 1-11 Zadní náprava závodní buggy tříprvek [11]



Obrázek 1-10 Přední náprava závodní buggy [10]

ramenu.

U žádné zkoumané závodní buggyny nebyl použit stabilizátor nápravy.

1.3 Vybraná náprava

Pro aplikaci na buggy je volená lichoběžníková náprava s napřímo umístěným tlumičem, případně s přepákováním tlumičů (viz kapitola 2. přepákování tlumičů). Na zadní nápravu je volená tříramenná více prvková náprava.

2 Přepákování tlumičů

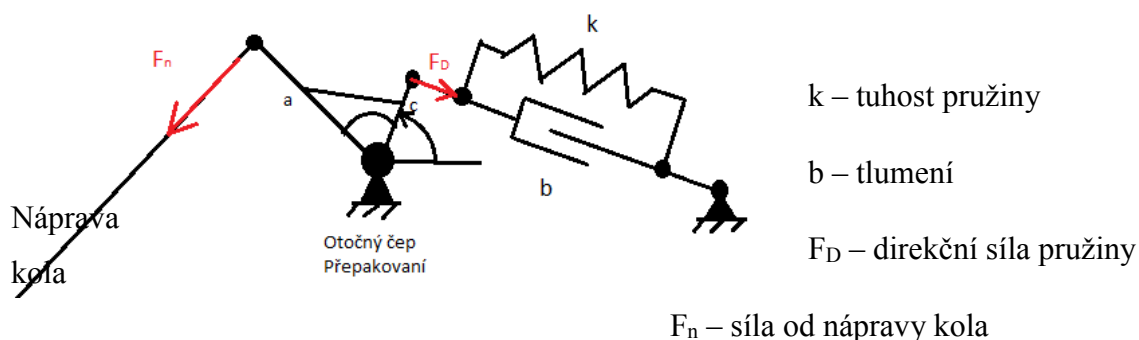
2.1 Proč přepákovávat tlumiče?

Přepákováním jsme schopni uložit tlumič, popřípadě tlumič s odpružením dále od kola, od nápravy i do jiné montážní polohy, například do horizontálního směru. Často se této výhody využívá, když u nápravy není prostor. Dále, aby tlumič nebyl aerodynamickou překážkou, u Formule 1, nebo u buggyn a závodních čtyřkolek, kde způsobem jízdy a typem šterkové trati by docházelo k silnému poškozování tlumiče odletujícími kameny, jejímu proražení a tím znemožnění tlumicího účinku. Je zapotřebí zvýšené opatrnosti při volbě tlumiče, konvekční tlumiče neumožňují horizontální polohu, ztrácí tlumicí účinek, dokonce může dojít k jejímu poškození.

Pomocí přepákování jsme také schopni zajistit rozdílnou velikost chodu kola a tlumiče a tím i změnu tuhosti nápravy oproti odpružení. Je možno použít menší tlumič a tím také ušetřit hmotnost vozidla. Což je u závodních vozů vždy žádoucí.

2.2 Převod tuhosti

Přesný výpočet a závislost tuhosti závisí na provedení nápravy uložení tlumiče, délce ramen a tuhosti kloubu. Pro orientační výpočet nám bude stačit závislost na poloměru přepákování, který vypočteme jednoduchými vztahy ze zjednodušeného modelu (obrázek 2-1 zjednodušený model přepákování).



$$a > c$$

Obrázek 2-1 Zjednodušený model přepákování

$$k = \frac{F}{\Delta l} \Rightarrow F = k * \Delta l \quad 1$$

$$\Delta l_n = \hat{\theta} * a \quad 2 \quad M_{o\zeta} = konst \quad 3$$

$$\Delta l_D = \hat{\theta} * c \quad 4 \quad F_n * a = F_D * c \quad 5$$

$$\hat{\theta} = \frac{\Delta l_n}{a} = \frac{\Delta l_D}{c} \quad 6 \quad k_n * \Delta l_n * a = k_D * \Delta l_D * c \quad 7$$

$$\Delta l_n = \Delta l_D * \frac{a}{c} \quad 8 \quad k_n * \hat{\theta} * a * a = k_D * \hat{\theta} * c * c \quad 9$$

$$\frac{a}{c} > 1 \Rightarrow \Delta l_n > \Delta l_D \quad 10 \quad k_n * a^2 = k_D * c^2 \quad 11$$

$$k_n = k_D * \frac{c^2}{a^2} = k_D * \left(\frac{c}{a}\right)^2 \quad 12$$

$$\frac{c}{a} < 1 \Rightarrow k_n < k_D \quad 13$$

Z výpočtu nám vyplývá pro podmínku $a > c$, že náprava bude chodit ve větším rozsahu než tlumicí těleso. Dále je patrné, že s tuhostí nápravy je to obráceně, větší tuhost je na pružině než na nápravě, tato změna však už je exponenciálně závislá.

2.3 Druhy podle konstrukce

- Podle prvku přenášející sílu:

- Tyč

- Tažná (a)
- Tlačná (b)

- Závěsným ramenem (c)

- Speciální (d)

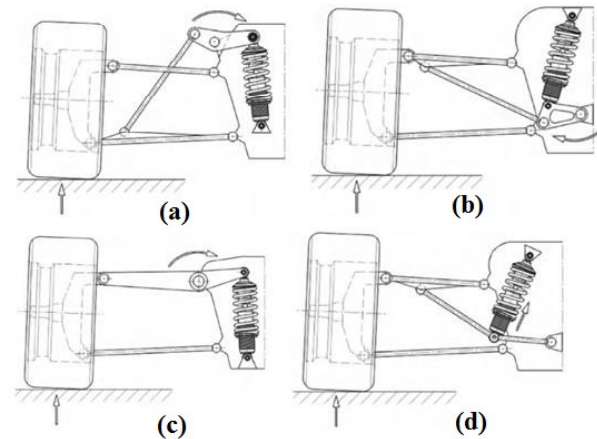
- Umístění tlumiče

- Rovnoběžně s osou jízdy (obrázek 2-3)

- Kolmé na osu jízdy

- Vertikálně uložen (c)
- Horizontálně uložen

- Speciální



Obrázek 2-2 Druhy přepákování tlumičů [5]

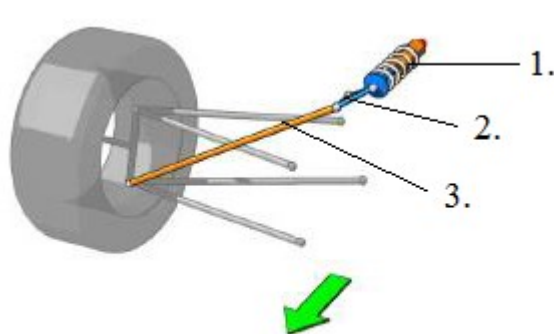
Typ konstrukce se vždy volí podle typu vozidla, konstrukčního provedení náprav a prostoru v rámu.

2.4 Konstrukce

Na obrázku 2-3 máme přepákování pomocí tlačné tyče s tlumičem uloženým podélně.

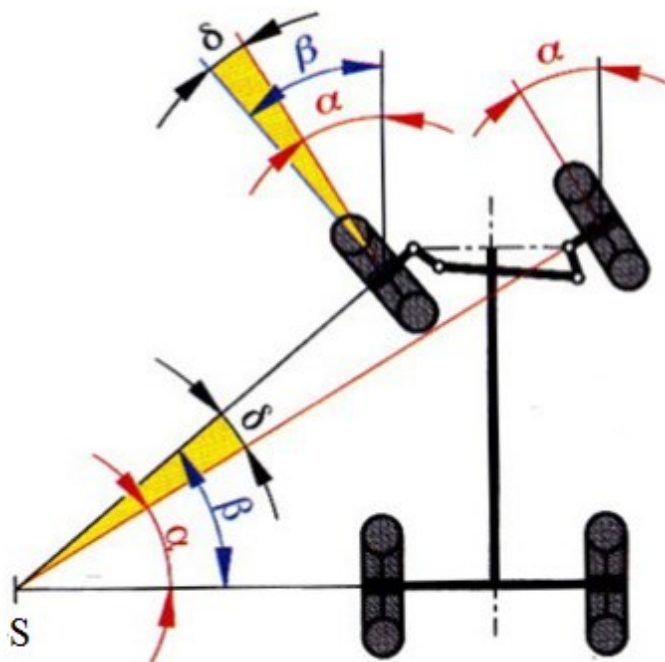
Tlačná tyč 3. je připojená ke spodnímu ramenu a dále přenáší tíhu přes vahadlo 2. na tlumič 1.

Je velice důležité, aby rovina, v níž působí síla přenášená tlačnou tyčí 3., ve všech stavech výchylky kola, byla kolmá na osu otočného čepu vahadla 2. Pokud by tomu tak nebylo, čep by byl zatěžován nerovnoměrně, a tím vznikala velká axiální síla na ložisko a došlo by k jeho předčasnému poškození. V případě, že by čep byl jednostranně zachycen, axiální síla by měla tendenci čep a celé vahadlo vytrhnout.



Obrázek 2-3 části přepákování tlumičů [5]

3 Řízení nápravy



Obrázek 3-1 Diferenční úhel řízení [1]

teoretický společný střed otáčení vozidla. Reálně je však tento střed posunut obvykle dopředu, děje se tak vlivem boční deformace pneumatik. Dalším účelem je dávat řidiči zpětnou informaci od řízené nápravy skrze volant.

Základní typ řízení, který zajišťuje rozdíl rejdových úhlů se nazývá lichoběžníkové řízení. Je tvořeno spojovací tyčí a dvou řídících pák. Při přímé jízdě jsou ramena ve tvaru symetrického lichoběžníku, odtud také vznikl jeho název. Je to znázorněno na obrázku 3-1. Při průjezdu zatáčkou dojde k natočení kol díky tomu, že úhel mezi osou kola a řídící pákou není 90° , spojovací tyč není rovnoběžná, a tím je zajištěno nestejně natočení rejdových kol. Diferenciální úhel má značný vliv na jízdní vlastnosti vozidla a opotřebení pneumatik. Diferenciální úhel definuje Ackermannova podmínka.

Účelem je natočit kola do rejdu a tím měnit směr jízdy. Řízení musí umožnit rozdílný úhel rejdu kol při průjezdu zatáčkou. Každé kolo se odvaluje po jiném poloměru, a proto je třeba mít rozdílné rejdové úhly, jinak by docházelo ke smýkání kol a tím k nestabilitě jízdy, špatnému komfortu a rychlému opotřebování kol a celých náprav. Tento rozdílný úhel natočení mezi jednotlivými koly se nazývá diferenční úhel. Tento úhel je na Obrázku 3-1 označený řeckým písmenem δ . Písmeno „S“ na obrázku označuje

3.1 Geometrie řízení

3.1.1 Odklon kola

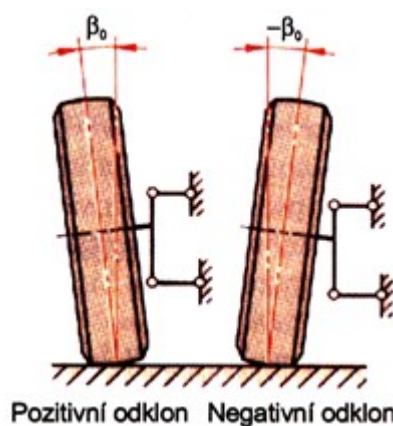
Takto označujeme parametr odchýlení střední roviny kola od roviny kolmé k vozovce ve stupních a minutách. Úhel odklonu kola značíme řeckým písmenem β_0 , může nabývat jak kladných, tak záporných hodnot, tím se dělí na pozitivní nebo negativní (příklon). Tyto výchylky vytváří axiální sílu, tato síla zatěžuje ložiska kola. Tato síla zároveň zabraňuje rozkmitání kol. Tyto hodnoty se kontrolují a seřizují na speciálním zařízení pro kontrolu geometrie náprav.

- **Pozitivní odklon**

Většina vozidel má na přední rejdové nápravě pozitivní odklon kola, konstruovaný od $0^{\circ}20'$ do 2° . Povolená odchylka pro kontrolu je $\pm 30'$. Dále pozitivní odklon zlepšuje směrovou stabilitu vozidla v přímém směru a zmenšuje poloměr rejdu.

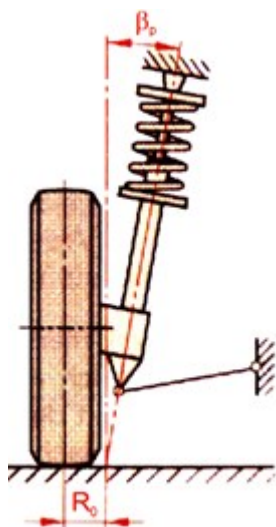
- **Negativní odklon**

Tento odklon se používá u osobních automobilů na zadní nápravě, používá se odklon od $-0^{\circ}30'$ do -2° . Příklon kola má pozitivní vliv na boční vedení při jízdě zatáčkou, ale negativně zhoršuje opotřebení vnitřní plochy běhounu pneumatiky. [1]



Obrázek 3-2 Odklon kola [1]

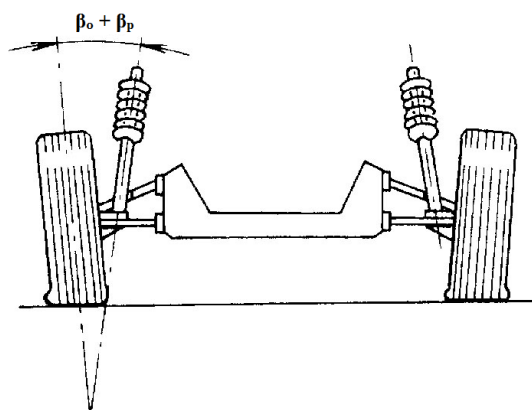
3.1.2 Příklon rejdové osy



Obrázek 3-3 Příklon rejdové osy [1]

Je to úhel mezi rejdovou osou a podélné rovině vozidla kolmé k vozovce, je udáván ve stupních a minutách. Úhel rejdové osy se obvykle značí β_p a bývá 5° až 10° . Společně s odklonem kola tvoří sdružený úhel β_k , tento úhel nemění velikost při seřizování geometrie, zůstává stejný. $\beta_k = \beta_0 + \beta_p$. Zvětšením odklonu kola zmenšíme příklon rejdové osy a opačně. Tento sdružený úhel určuje velikost poloměru rejdu R_0 . Poloměr rejdu si přesněji probereme dále.

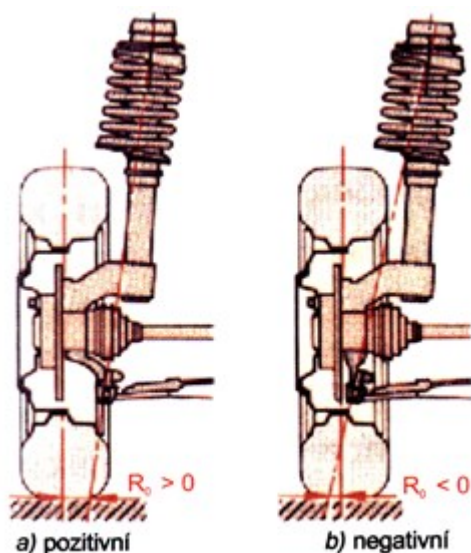
Příklon rejdivé osy má za následek přizvednutí přední části vozu při natočení kol do rejdu, vlivem zatížení přední nápravy vzniká vratný moment, ten natáčí kola zpět do přímého směru. Tím je zajištěno samočinné vrácení kol do přímého směru a jeho držení. Dále příklon také zabraňuje „třepání“ kol. [1]



Obrázek 3-4 Sdružený úhel [1]

3.1.3 Poloměr rejdu

Poloměr rejdu R_0 je rameno, na které působí třecí síla mezi kolem a vozovkou. Takto označujeme vzdálenost středu stopy kola od průsečíku prodloužené rejdivé osy s vozovkou. Dělíme je na pozitivní, negativní a nulový poloměr rejdu.



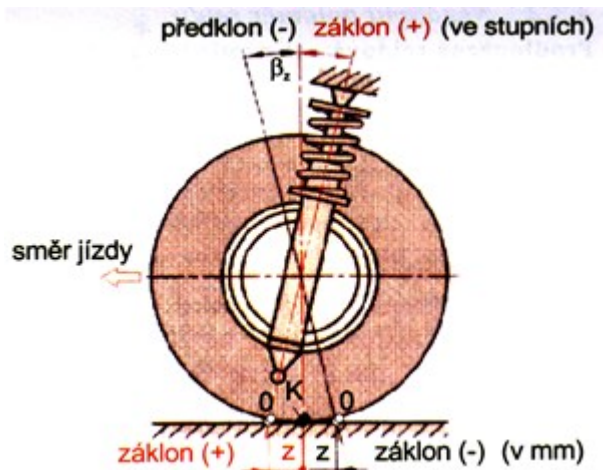
Obrázek 3-5 Poloměr rejdu [1]

- **Pozitivní poloměr rejdu** – prodloužená rejdivá osa protíná vozovku na vnitřní polovině stopy pneumatiky. Při brždění, vlivem brzděné síly, je přední část kol natáčena ven, do rozbíhavosti. V případě, že na jednom kole je horší přilnavost, vlivem horšího vzorku, rozdílnému nahuštění kol nebo povrchem vozovky (např.: vodorovné značky), je kolo s lepší přilnavostí více natáčeno ven a vozidlo táhne do strany. Z tohoto důvodu se snažíme docílit malých, ale přesto dostatečných poloměrů rejdu pro zachování přiměřené ovládací síly řízení, a pro zamezení „třepání“ kol.
- **Negativní poloměr rejdu** – prodloužená rejdivá osa protíná vozovku na vnější straně stopy pneumatiky. Brzděná síla působící na kolo vytváří vratný moment, který natáčí přední část kola dovnitř, do sbíhavosti, díky tomu že bod otáčení leží ve vnější části stopy kola. V případě různé přilnavosti kol při brždění, brzděná síla kolo s větší přilnavostí natáčí dovnitř. Tímto natočením působí kolo proti „táhnutí“ vozidla na tu stranu na kterou kolo intenzivněji brzdí, díky větší přilnavosti. Vzniká takzvaný samočinný stabilizační účinek, ten je velice důležitý, například při defektu pneumatiky na přední nápravě.
- **Nulový poloměr rejdu** – prodloužená rejdivá osa protíná vozovku přesně ve středu stopy pneumatiky. Díky tomu se kola natáčejí do rejdu na místě kolem tohoto středu,

u stojícího vozidla je nutná velká síla v řízení pro natočení kol do rejdu. Při brždění je kolo natáčeno ven, avšak natáčející moment je v porovnání s pozitivním poloměrem minimální.

3.1.4 Záklon rejdové osy

Záklon rejdové osy označujeme úhlem β_z , je to úhel, který svírá rejdová osa a rovinná kolmá k vozovce, procházející středy kol dané nápravy. Záklon většinou určujeme jako úhel ve stupních a minutách, ale také jej můžeme určit jako vzdálenost z průsečíku osy kola s vozovkou K a průsečíku rejdové osy s vozovkou O v podélném směru vozidla, nazýváme jej pak závlekem kola, v tomto případě se udává v milimetrech. Znázorněno na obrázku 3-6 Záklon rejdové osy.



Obrázek 3-6 Záklon rejdové osy [1]

Jeli bod O před bodem K , jedná se o pozitivní záklon rejdové osy, je-li tomu opačně, tedy bod O leží za bodem K , mluvíme o negativním záklonu rejdové osy neboli předklonu.

- **Pozitivní záklon** – v tomto případě jsou kola vlečena a stabilizována v přímém směru. Vlivem záklonu je vnitřní kolo při natočení do rejdu nadzvedáváno a vnější kolo stlačováno. Tím vzniká vratný moment, který způsobí vrácení kol do přímého směru po projetí zatáčkou. [1]

Osobní automobily s motorem vzadu, u kterých je přední náprava méně zatížena, mají větší úhel záklonu než vozy s motorem vpředu, a to z důvodu právě menšího zatížení nápravy, a tím i síly vyvolávající vratný moment.

- **Negativní záklon** – používá se u některých vozidel s pohonem předních kol a způsobuje zmenšení vratného momentu při průjezdu zatáčkou. Tímto se zabrání příliš intenzivnímu vrácení kol do přímého směru. [1]

Záklon a příklon kola společně ovlivňují vratný moment, působící na kola v rejdu a tím stabilizují kola v přímém směru a zabraňují „třepání“ kol.

Vratné momenty ovlivňují další jízdní vlastnosti.

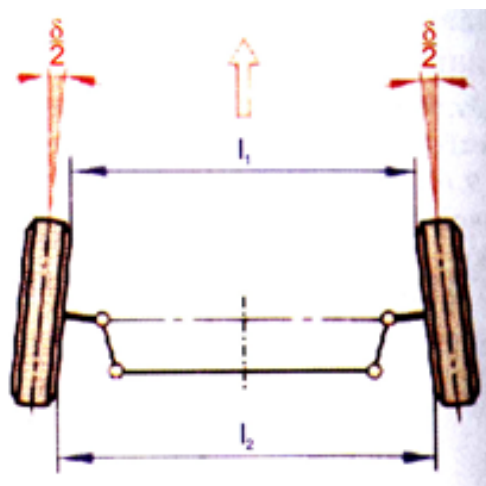
- Velký vratný moment je žádoucí pro především rovnou jízdu, tedy dálniční vozy. Při průjezdech zatáčkami jsou více neohrabaná, hůře se vytáčí do rejdu a vlivem naklonění kol se zmenšuje styková plocha a tím i „držení“ vozidla při průjezdu zatáčkou. V praxi není schopen rychlého manévrování, a tedy rychlé jízdy zatáčkami nebo přímo serpentýnami.
- Malý vratný moment je naopak žádoucí při častém a velkém manévrování s vozidlem, snadněji se stačí do zatáček a má v nich větší stabilitu. Ovšem při rychlých, přímých jízdách „dálniční cesty“ už není tak stabilní. Vlivem absence vratných momentů je náchylnější na rozhození bočními větry, nerovnostmi vozovky a tak dále.

V praxi se volí kompromis podle toho, k čemu je vozidlo určeno, popřípadě je možno jej částečně za jízdy elektricky upravit s pomocí dalších prvků nápravy a podvozku, či dokonce do jisté míry i hnacím ústrojím.

3.1.5 Sbíhavost

Sbíhavost je rozdíl vzdálenosti mezi vnitřními kraji ráfku $l_2 - l_1$, při postavení ráfku do přímého směru, při předepsaném zatížení a ve vodorovné rovině procházející středy kol. Při měření vozidlo musí stát na vodorovné podložce. Sbíhavost se určuje pro obě kola na téže nápravě, společně v milimetrech nebo v úhlových stupních a minutách. Dělí se na:

Sbíhavost	$l_2 - l_1 > 0$
Nulová sbíhavost	$l_2 - l_1 = 0$
Rozbíhavost	$l_2 - l_1 < 0$



Obrázek 3-7 Sbíhavost [1]

Přední kola u vozidel s pohonem na zadní nápravě a pozitivním poloměrem rejdu mají tendenci při akceleraci se natáčet do rozbíhavosti. Vhodným nastavením sbíhavosti zabráníme kmitání kol a zlepšíme směrovou stabilitu v přímém směru.

U vozidel s pohonem na přední nápravě se s ohledem k působící hnací síle přední kola natácejí dovnitř, do sbíhavosti. Tím pádem často u těchto vozů nastavujeme vhodně

rozbíhavost. Pokud jsou však použity kola s negativním poloměrem rejdu, používá se sbíhavost.

Ve většině případu přední hnací nápravy se používá negativní poloměr rejdu. Právě vlivem, že při jízdě nedochází ke změně mezi sbíhavostí a rozbíhavostí, má také samočinný stabilizační účinek.

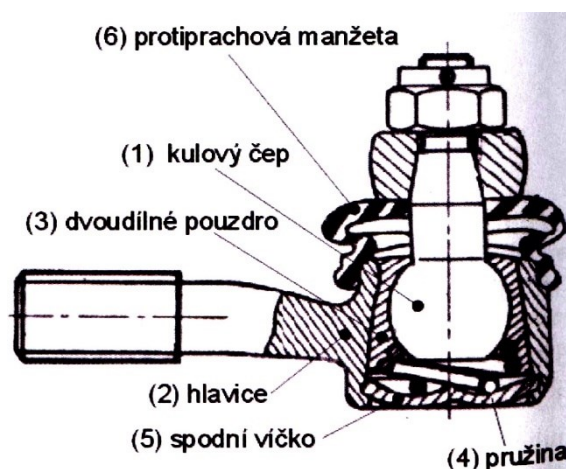
Kolové řídicí páky je ideální mít umístěny alespoň poblíž roviny rovnoběžné s vozovkou, procházející středy kol. Tím se zajistí neměnná sbíhavost při akceleraci, nebo při brždění. Při umístění vzdáleně od této roviny dochází k částečnému krutu ramene s nábojem kola. Díky tomu jsou nežádoucí změny sbíhavosti a tím horší stabilita vozidla a opotřebení pneumatik.

3.2 Řídicí tyče

Jejich účelem je přenášet síly z převodky řízení na rejdová kola a opačně pro zpětnou informaci řidiči. Dále nastavují vzájemnou polohu mezi koly, a docílí diferencí úhlu při zatáčení. Hlavními částmi jsou spojovací řídicí tyče, kulové klouby řízení a řídicí páky.

3.2.1 Kulové klouby řízení

Kulové klouby řízení jsou to tzv. spojovací hlavice spojující řídicí tyče, řídicí páky a převodku řízení. Jsou napojeny pomocí závitů, nimiž lze nastavovat sbíhavost, nebo kulovým osazením zajištěným šroubem. Umožňují svou konstrukcí axiální rotaci naklápění v ostatních směrech.



Obrázek 3-8 Kulový čep řízení [1]

Od převodky řízení se přenáší pohyb ke kolové řídicí páce soustavou pak a řídicích tyčí. Některé části jsou upevněny na odpružených hmotách podvozku a některé na neodpružených, díky tomu je jejich vzájemný pohyb prostorový, tomuto musí odpovídat vzájemné spojení jednotlivých částí, a k tomuto slouží kulové řídicí klouby. Z obrázku 4-8, který zobrazuje rozebraný čep je patrné, že kulový čep je v axiálním směru přitlačován pružinou a tím dochází k částečnému pohlcení vibrací a stálému a přesnému ustavení kulového čepu i po opotřebení. Dále je tu protiprachová manžeta chránící před vniknutím

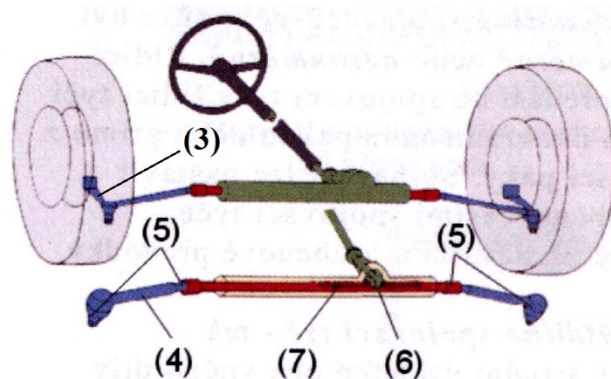
nečistot a následnému poškození čepu, zároveň i úniku maziva. Dnes již existují samomazné pánve (pouzdra, na obrázku 3-8 pod číslem (3)), které mazivo nevyžadují, avšak stále je zde nutnost manžety.

3.2.2 Uspořádání spojovacích řídicích tyčí

Nebudeme se zabývat uspořádáním pro tuhé nápravy, ale rovnou přejdeme k uspořádání pro výkyvné nápravy s hřebenovým převodem, z důvodu zadaného hřebenového řízení volbou použití lichoběžníkové výkyvné nápravy.

Toto je nejběžněji provedené uspořádání. Umožňuje nezávislý výkyv kol bez změny sbíhavosti.

Hřebenová převodka je pevně spojená s odpruženou hmotou vozidla, nápravnicí, rámem, popřípadě samonosnou karoserií. Od převodky řízení vedou symetricky spojovací tyče ke kolové řídicí páce na obě strany. Jak ke kolové páce, tak k převodce řízení je spojena spojovací řídicí tyč kulovými klouby. Toto umožňuje velice malou změnu sbíhavosti v závislosti na propružení vozidla.

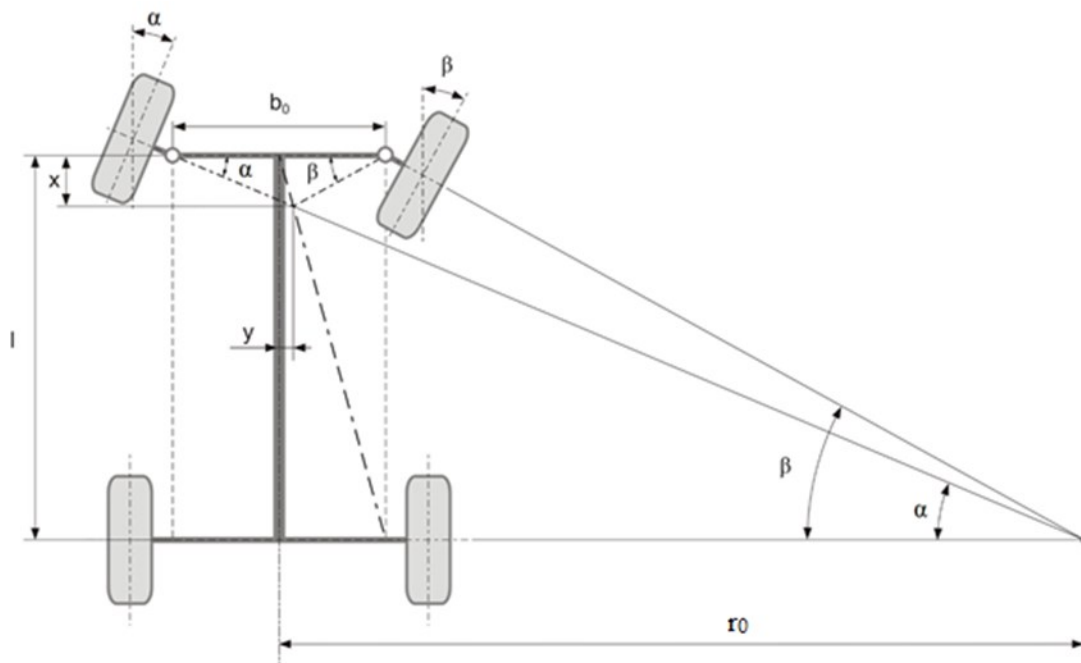


- | | |
|----------------------------|---------------------|
| (3) - kolová řídicí páka | (5) - kulový kloub |
| (4) - spojovací řídicí tyč | (6) - pastorek |
| | (7) - hřebenová tyč |

Obrázek 3-9 Uspořádání částí hřebenového řízení [1]

3.3 Ackermannova podmínka

Ackermannova podmínka řízení říká, že střed otáčení musí ležet na prodloužené ose zadní nápravy. Jedná se o idealizovanou podmínku. Zanedbává účinky odstředivých sil a deformací pneumatik. [4]



Obrázek 3-10 Geometrie Ackermannova podvozku [4]

Tuto podmínku lze vyjádřit matematicky:

$$\cot \alpha - \cot \beta = \frac{b_0}{l} \quad 14$$

Kde:

- α : značí úhel natočení vnějšího kola
- β : úhel natočení vnitřního kola
- b_0 : vzdálenost středu otáčení kol
- l : představuje rozvor náprav
- r_0 : teoretický poloměr zatáčení

Zavedením pomocných veličin x a y , odvodíme rovnici přímky ideálního nastavení geometrie řízení.

Ve skutečnosti při zatáčení vznikají na všech kolech směrové úchytky, vyvolané především vlivem odstředivé síly a poddajností pneumatik. Směrové úchytky posouvají skutečný střed otáčení mimo teoretický střed otáčení. Ackermannova geometrie řízení tedy platí jen pro malé rychlosti a ideálně tuhá kola.

4 Návrh nápravy

4.1 Zadané parametry:

Předpokládaná max hmotnost:	1000 kg
Rozložení váhy (přední : zadní):	35 : 65
Výška těžiště cca:	600 mm
Rozvor	2260 mm
Rozchod	1480 mm
Světlá výška	300 mm
Chod náprav:	200 mm až - 100 mm
Celkový chod náprav:	300 mm
Chod řízení:	± 64 mm
Vzdálenost vnitřních kulových čepů:	447 mm

lichoběžníkové nápravy + pohon všech kol (poloosy)

Parametry kola:

Šířka:	222,87 mm
Vnější průměr:	660 mm
Průměr díry pro ráfek:	355,6 mm

Kontrola parametrů:

příklon a záklon rejdové osy, závlek a rameno (poloměr) rejdu, sbíhavost, výšku klopení náprav, odklon kol, změna rozchodu

analýzy pohybů:

Propružení (+ 200; - 100 mm)

Naklápění $\pm 5^\circ$

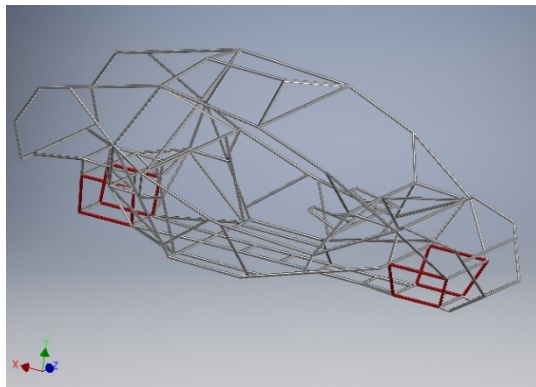
Zatáčení v plném rozsahu ± 64 mm

4.2 Základní návrh přední nápravy

4.2.1 Úchytné body přední nápravy a již zadané body

Úchytné body přední nápravy

Úchytné body přední nápravy vyčteme z modelu rámu, kde jsou již připravené. Model je symetrický přes rovinu XY. Tedy pravá a levá strana se souřadnicemi bodu liší pouze znaménkem v Z souřadnici. Obrázek 5-1 ukazuje model rámu, červeně jsou zvýrazněné prvky připravené pro uchycení náprav.



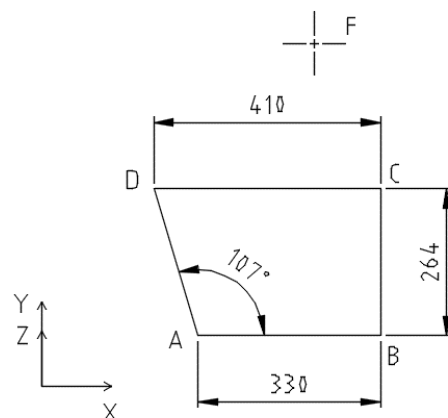
Obrázek 4-1 Model rámu E-buggy

Přední levý úchytný rám, přední levý červený čtyřúhelník. Na obrázku 5-2 je náčrt tohoto rámu a označeny body ke kterým budeme chytat nápravy. Bod F je bodem připraveným pro úchyt tlumiče.

Souřadnice bodů z modelu:

Body	Levá strana souřadnice [mm]	Pravá strana souřadnice [mm]
A	- 20; 40; 171	- 20; 40; - 171
B	310; 40; 171	310; 40; - 171
C	310; 270; 300	310; 270; - 300
D	- 100; 270; 300	-100; 270; - 300
F	190; 567; 490	190; 567; - 490

Tabulka 4-1 Souřadnice bodů z modelu



Obrázek 4-2 Náčrt předního úchytného rámu

Návrh rámu má souřadný systém XYZ, kde X je délka, Y výška a Z je šířka. Počátek souřadného systému je nad vozovkou, konkrétně nejnižší bod ve Y = 0.

Z důvodu, že software MSC Adams má Z souřadnici výškovou musí být souřadný systém transformován. Při transformaci se zachovají rozměry a přemístí se body do kartářského souřadného systému s nulovou hladinou výšky na vozovce. To je systém X; Y; Z, kde X je délka, Y je šířka a Z je výška, kterou navíc zvedneme o světluou výšku, tedy o 300 mm. Vztahy 15; 16; 17 jsou předpisy transformace souřadnic.

Nové souřadnice bodů jsou:

Body	Levá strana souřadnice [mm]	Pravá strana souřadnice [mm]
A	- 20; - 171; 340	- 20; 171; 340
B	310; - 171; 340	310; 171; 340
C	310; - 300; 570	310; 300; 570
D	- 100; - 300; 570	- 100; 300; 570
F	190; - 490; 867	190; 490; 867

$$x = x_0 \quad 15$$

$$y = z_0 \quad 16$$

$$z = y_0 + 300 \quad 17$$

Tabulka 4-2 Transformované souřadnice bodů

Střed kola:

Pro vyhotovení návrhu ramen se dopočte střed kola.

Souřadnici X vyčteme z modelu rámu buggyny, v němž je zaznačena. Tím je zajištěno že rámu nebude kolo překážet ani při výkmitech a u karoserie se s tím taky počítá. Vyčtená souřadnice je $X = 80 \text{ mm}$

Souřadnice Y je šířková souřadnice, kterou lze vypočítat z rozchodu kol. Rozchod kol je obdobný jako vzdálenost středu otisku pneumatik kol téže nápravy na vodorovné vozovce. Když je souřadnice $Y = 0$, je přesný střed vozu, rovina zrcadlení vozidla. Tudíž výslednou souřadnici vypočteme následovně:

$$y = \frac{\text{rozchod kol}}{2} = \frac{1480}{2} = 740 \text{ mm} \quad 18$$

Poslední souřadnici Z dopočteme jednoduše z vnějšího průměru kola podělením dvěma, tím nalezneme jeho střed.:

$$z = \frac{\text{Vnější průměr kola}}{2} = \frac{660}{2} = 330 \text{ mm} \quad 19$$

Výsledný střed kol tedy je:

- Levá strana: [80; 740; 330]
- Pravá strana: [80; - 740; 330]

4.2.2 Čepy náboje a geometrie nápravy

U lichoběžníkové nápravy jsou pouze dva čepy, horní a spodní čep náboje. Dále pak řídící čep, ale tím se budeme zabývat následovně. Pomocí těchto čepů lze nastavit kinematické vlastnosti vozidla. Právě pomocí nich nastavíme výrobní geometrii, kterou jsme si připomněli v kapitole 3.1.

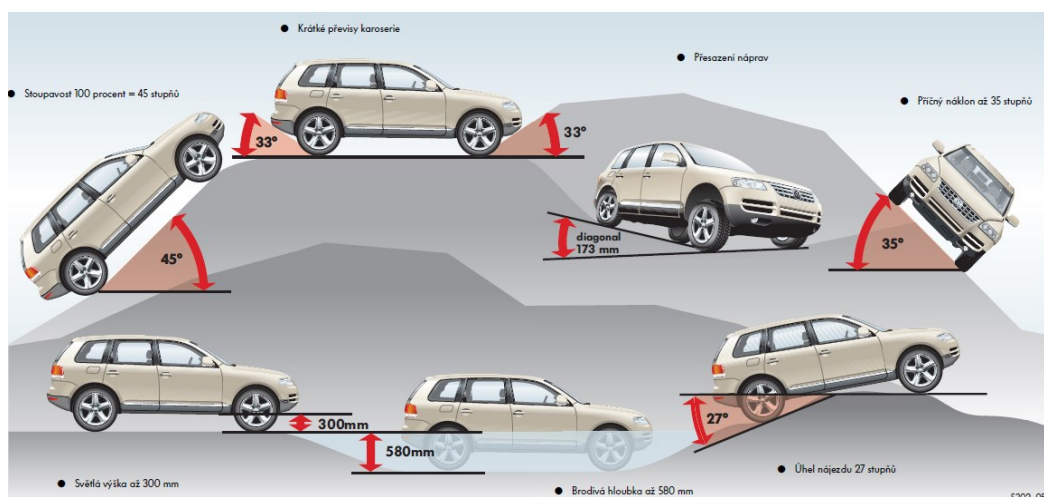
Podmínky pro dodržení:

- V plném rozsahu výkmitu kol dosáhnout malé změny rozchodu kol – hlavním důvodem této podmínky je, že buggyna bude mít náhon na všechny kola. Tedy na přední nápravě budou poloosy. Ty mají omezenou možnost axiálního pohybu, a tudíž musí být zajištěn co nejmenší rozchod kol, aby nedošlo k rozpadnutí poloosy z homokinetického kloubu nebo v opačném případě, aby nedošlo k poškození poloosy nebo dokonce nápravy. V závěru provedeme kontrolu této veličiny.
- Další podmínkou je co nejmenší změna odklonu kol v rozsahu propnutí. Velké změny by měly vliv na nerovnoměrné opotřebení kol. V krajním případě velkého odklonu by mohlo dojít k poškození boku pneumatiky, poškození disku, až „sezutí“ pneumatiky z kola.
- Dále v neposlední řadě malá změna sbíhavosti kol. Této problematice se budeme věnovat až při návrhu řízení.
- Konstrukční řešení, které nás omezuje při návrhu nápravy a se kterým musíme počítat:
 - Rozměry kola, jak jeho šířka, tak vnitřní průměr. Je nezbytné počítat nejen s rozměry kol, ale také s velikostí ramen a čepů, aby nedošlo k jejich vzájemnému střetnutí a vzájemně si nepřekáželi.
 - Poloosa, nesmíme zapomenout, že je i přední náprava hnací. Tudíž je zde poloosa, s kterou musíme počítat. Nechat volný prostor pro její umístění. S poloosou souvisí také homokinetický kloub, který již žádá více místa. Na něj taktéž nesmíme zapomenout.
 - Rám, i když je konstrukčně připraven pro dané nápravy, musíme počítat s jeho existencí a prostorem, který od něj máme k dispozici, včetně jeho omezení.
 - Tlumič, v poslední řadě i samotný tlumič s vinutou pružinou. Ačkoliv u tlumiče jsme schopni v případě, že se nám jej nepovede bezpečně umístit do navržené nápravy a nebudeme schopni nápravu upravit, použít přepákování tlumiče a vhodně jej umístit.

- Uchycení kola. Kolo bude uchyceno z boku, z důvodu umístění převodových skříní v kolech.

Návrh geometrie nápravy:

Geometrii nápravy je velice důležité důkladně zvolit. Firmy zabývající se vývojem a výrobou náprav, jak už pro osobní a nákladní automobily, tak i pro speciální závodní vozy, vždy vychází ze svých zkušeností. Z náprav, které již mají otestované. Bohužel tyto informace jsou ve většině případů pouze interní, obzvláště to platí u závodních vozů. Z toho důvodu, ať máme z čeho vycházet, budeme alespoň některé hodnoty čerpat z dostupných zdrojů. Použijeme geometrii z vozu VW Touareg první generace s expedičním podvozkem. Tento vůz s tímto podvozkem je speciálně vyroben na jízdu mimo vozovku v různorodém terénu, aby vždy spolehlivě vyjel. Jeho světlá výška je 300 mm, diagonální převis je schopen zvládnout 173 mm. Z těchto důvodů bylo zvoleno toto vozidlo pro inspiraci. [2]



Obrázek 4-3 Podvozek Touareg [2]

Hodnoty pření nápravy vozu Touareg vidíme na tabulka 4-3. Jak je z něj patrné, tak je rozdíl pouze v úhlu závleku. Jak již bylo uvedeno v kapitole 3.1.4, závlek má velký vliv na vratný moment, a tedy velikost odporu při jízdě zatáčkou. Expediční vozidlo, stejně tak závodní buggyna, nepotřebují příliš velkou stabilitu v přímém směru při rychlé jízdě,

Přední náprava

	ocelová tlumičová vzpěra	
PR-číslo podvozku	1BE	expedice
sbihavost každého kola (jednotlivá sbihavost)	+2,5' +/- 2,5'	+2,5' +/- 2,5'
maximální přípustný rozdíl mezi oběma stranami	max. 10'	max. 10'
odklon (kola v přímém směru)	0' +/- 10'	0' +/- 10'
maximální přípustný rozdíl mezi oběma stranami	max. 20'	max. 20'
úhel závleku	+8° 30' +/- 30'	+7° 50' +/- 30'

Tabulka 4-3 geometrie přední nápravy Touareg [7]

ale spíše schopnost rychlého a snadného manévrování. Proto je menší úhel závleku.

Pro prvotní návrh je použita, zde uvedenými parametry, geometrie pro stav v klidu. Tabulka 4-3.

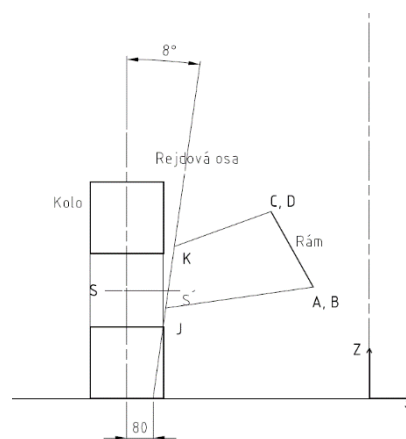
Nicméně je zde absence poloměru rejdu a příklonu rejdové osy, tyto informace již jsou interními údaji pro vývojáře společnosti VW. Z tohoto důvodu je nutné odklon zvolit dle vlastního uvážení. V kapitole 3.1.3 je uvedeno, že pro přední řídící nápravu je výhodnější negativní úhel rejdu, toho však nelze docílit bez vložení spodního ramene do kola. V tomto případě tedy budeme usilovat o to, aby poloměr rejdu R_0 byl co možná nejmenší. U závodní buggyny je běžné, že je na trati rozdílná přilnavost na jednotlivých kolech. Nebo taktéž, že dojde k defektu, v obou případech je žádoucí udržet stabilitu jízdy a ovladatelnost vozu.

V kapitole 3.1.2 jsou uvedeny informace o vlivu příklonu rejdové osy, mimo jiné, že úhel rejdové osy obvykle bývá v intervalu (5° ; 10°). Zároveň je uvedeno, že čím větší úhel je, tím je větší vratný moment. Ten je však u buggyny nežadoucí. Tedy jeho velikost musíme volit ze spodních hodnot intervalu.

Volené hodnoty geometrie:

- Sbíhavost kol: $\delta = 2,5'$
- Odklon kola: $\beta_0 = 0'$
- Záklon rejdové osy: $\beta_z = 7^\circ 50'$
- Příklon rejdové osy: $\beta_p = 7^\circ$
- Poloměr rejdu: $R_0 \dots \min$

Pro určení bodu spodního závěsu kola, a z něj následně i horního závěsu kola vyhotovíme 2D náčrt roviny YZ procházející středem kola S. Pomocí programu CAD byly zaneseny nosné body rámu A, B, C, D a středu kola S. Dále byla vytvořena rovina kola pod úhlem $\beta_0 = 0'$ a rejdová osa pod úhlem $\beta_p = 7^\circ$.



Obrázek 4-4 Náčrt předběžné přední nápravy YZ

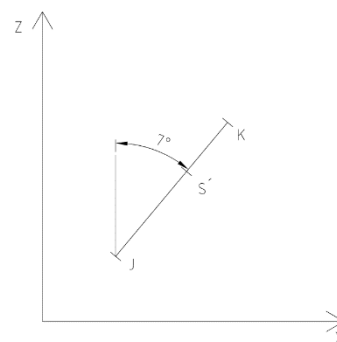
Pro docílení co nejmenšího poloměru rejdu a pro optimální stáčivý moment přiblížíme umístění kulových čepů J, K na ložiskovou skříň. Bod S' vznikl promítnutím středu kola na rovinu XZ, tedy jen posunutím Y souřadnice na průsečík rejdové osy. Z uvedeného vyplývá, že jeho X souřadnice je stejná jako u středu předního kola $X_S = 80 \text{ mm}$.

Pro minimální poloměr rejdu $R_0 = 80 \text{ mm}$ byl změněn příklon rejdové osy $\beta_p = 8^\circ$. Výsledné souřadnice kulových čepů v rovině YZ:

$$J = [X_J; -621; 276]$$

$$K = [X_K; -595; 464]$$

$$S' = [80; -614; 330]$$



Nyní analyticky jsou dopočítány pomocí obrázku 4-5 hodnoty X_J a X_K , a to za pomoci základních geometrických funkcí. Vlivem zvětšení příklonu rejdové osy musí být provedena úprava záklonu rejdové osy na $\beta_z = 7^\circ$, pro zmenšení vratného momentu.

$$\tan \beta_z = \frac{x_{S'} - x_J}{z_{S'} - z_J} = \frac{x_K - x_{S'}}{z_K - z_{S'}} \quad 20$$

$$x_J = x_{S'} - \tan \beta_z * (z_{S'} - z_J) = 80 - \tan 7^\circ * (330 - 276) = 73 \text{ mm} \quad 21$$

$$x_K = \tan \beta_z * (z_J - z_{S'}) - x_{S'} = 80 + \tan 7^\circ * (464 - 330) = 96 \text{ mm} \quad 22$$

Výsledné souřadnice bodu K [73; 621; 276] a bodu J [96; 595; 464]

Body pro model v programu MCS Adams jsou vypsány v tabulce 4-4

Název bodu	Označení	Souřadnice Levá	Souřadnice Pravá
Střed kola	S	80; - 740; 330	80; 740; 330
Spodní přední zavěšení	A	- 20; - 171; 340	- 20; 171; 340
Spodní zadní zavěšení	B	310; - 171; 340	310; 171; 340
Horní přední zavěšení	C	310; - 300; 570	310; 300; 570
Horní přední zavěšení	D	- 100; - 300; 570	- 100; 300; 570
Horní zavěšení tlumiče	F	190; - 490; 867	190; 490; 867
Závěs spodního ramene	J	73; - 621; 276	73; 621; 276
Závěs horního ramene	K	96; - 595; 464	96; 595; 464

Tabulka 4-4 Souřadnice bodů

4.2.3 Návrh řízení

Požadavky na řízení:

- Co největší úhel rejdu, tedy co nejmenší teoretický poloměr otáčení vozidla.
- Ideální diferenční úhel v každém směru natočení kol do rejdu, aby nedocházelo ke smýkání kola.
- Co možná nejmenší změnu sbíhavosti při propružení kol

Základní závislost momentové síly M na vektorovou sílu F a ramena působící síly r .
Rameno působící síly je nejkratší vzdálenost vektorové přímky síly a osy otáčení.

$$M = F * r \quad 23$$

Ze vztahu vyplývá, čím menší rameno, tím je zapotřebí větší síly pro dosažení shodného momentu.

Závislost mezi úhlem φ ve stupních a opsaným obloukem l_o na poloměru r .

$$l_o = \frac{\pi * r * \varphi}{180} \Leftrightarrow \varphi = \frac{180 * l_o}{\pi * r} \quad 24$$

Z tohoto vztahu vyplývá: pro dosažení určitého úhlu φ je s rostoucím poloměrem r zapotřebí větší dráhy.

Pro řízení to znamená, že čím menší řídící rameno bude, tím bude větší maximální rejdivý úhel, avšak bude potřeba větší síla pro vytočení kol do rejdu. Z tohoto důvodu se vhodně volí velikost ramena řízení, jako kompromis mezi maximálním rejdem řízení a potřebnou silou vykonanou řidičem. V případě této buggyny, řízení nebude opatřeno posilovačem řízení.

Použitím Ackermannovy podmínky se dosáhne vhodného diferenčního úhlu řízení. Více k Ackermannově podmínce v kapitole 3.3. Navržené řízení budeme kontrolovat vztahem [25].

$$\cot \alpha - \cot \beta = \frac{b_0}{l} \quad 25$$

Rozvor náprav l : 2260 mm

Vzdálenost otočných bodů kol b_0 dopočteme z návrhu nápravy a to jako vzdálenost promítnutých středu kol na rovinu rejdivé osy S' , zásluhou symetrie jako dvojnásobek Y souřadnice bodu S' .

$$b_0 = 2 * y_{S'} = 2 * 614 = 1228 \text{ mm} \quad 26$$

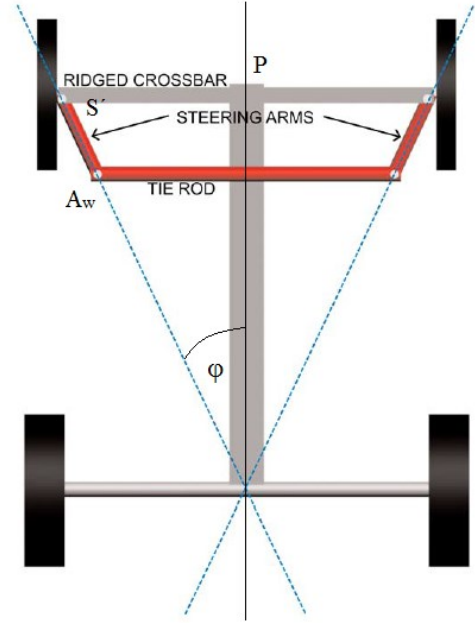
Po dosazení:

$$\cot \alpha - \cot \beta = \frac{1228}{2260} = \frac{307}{565} \quad 27$$

$$\cot \alpha = \frac{307}{565} + \cot \beta \quad 28$$

Ackermannův princip dále říká, při přímém směru předních kol se prodloužené osy řídících ramen protínají ve středu zadní nápravy. Jak je znázorněno na obrázku 4-6.

Pro získání matematického vztahu se promítne do roviny XY. Přední otočné čepy S' , souřadnice jsou určeny pod návrhem přední nápravy kapitola 4.2.2, nazývány jako promítnutý střed kola na rejdovou osu. Střed zadní nápravy S_Z leží na rovině XZ, tedy Y souřadnice je $y = 0$. Souřadnice X se rovná této souřadnici předních středů zvětšené o rozvor náprav l .



Obrázek 4-6 Ackermannův princip [8]

$$\begin{aligned} X_{S_Z} &= X_{S'} + l = 80 + 2260 = \\ &= 2340 \text{ mm} \end{aligned} \quad 29$$

Vzhledem k symetrii, je dostačující řešit pouze jednu stranu v rovině XY. Tedy pravoúhlý trojúhelník $S'PS_Z$, kde P je střed přední nápravy. Z tohoto trojúhelníku jsou odvozeny souřadnice řídícího čepu A_w , závislé na velikosti ramene řízení R_w .

$$S' [80;614] \quad P [80;0] \quad S_Z [2340;0] \quad R_w = |S'A_w|$$

$$\begin{aligned} |S'S_Z| &= \sqrt{(X_{S'} - X_{S_Z})^2 + (Y_{S'} - Y_{S_Z})^2} = \\ &= \sqrt{(80 - 2340)^2 + (614 - 0)^2} = \\ &= 2342 \text{ mm} \end{aligned} \quad 30$$

$$\sin \varphi = \frac{|S'P|}{|S'S_Z|} = \frac{Y_{S'}}{|S'S_Z|} = \frac{Y_{A_w}}{|S'S_Z| - R_w} \quad 31$$

$$\delta = \sin^{-1} \frac{Y_{S'}}{|S'S_Z|} = \sin^{-1} \frac{614}{2342} = 15^\circ 11' 56'' \quad 32$$

$$\frac{Y_{S'}}{|S'S_Z|} = \frac{Y_{A_w}}{|S'S_Z| - R_w} \quad 33$$

$$Y_{Aw} = \frac{Y_{S'} * (|S'S_Z| - R_w)}{|S'S_Z|} = \frac{614 * (2342 - R_w)}{2342} \quad 34$$

$$X_{S_Z} - X_{Aw} = \sqrt{(|S'S_Z| - R_w)^2 - Y_{Aw}^2} \quad 35$$

$$\begin{aligned} X_{Aw} &= X_{S_Z} - \sqrt{(|S'S_Z| - R_w)^2 - Y_{Aw}^2} \\ &= 2340 - \sqrt{(2342 - R_w)^2 - Y_{Aw}^2} \end{aligned} \quad 36$$

Byla zvolena velikost ramene řízení $R_w = 160$ mm a dosazená do vztahu 34 a 36.

$$Y_{Aw} = \frac{614 * (2342 - 160)}{2342} = 572 \text{ mm} \quad 37$$

$$X_{Aw} = 2340 - \sqrt{(2342 - 160)^2 - 572^2} = 234 \text{ mm} \quad 38$$

Souřadnice Z je shodná se středem kola, a to z důvodu zamezení krutu kolového náboje.

Výsledná poloha řídicího čepu: $A_w [234; 572; 330]$

Umístění převodky řízení ovlivní, jak výše nastavovaný diferenční úhel rejdových kol, tak i sbíhavost při propružení kol. Zároveň toto umístění bude mít vliv na maximální rejď.

Vzhledem k omezenému prostoru, bude převodka řízení umístěna za přední nápravu na rámové konstrukci.

Převodka bude umístěna symetricky podle roviny XZ. Vzdálenost vnitřních kulových čepů je zadána $l_c = 447$ mm a chod převodky řízení je $\Delta l_c = \pm 64$ mm. Polovina zadané velikosti je tedy Y souřadnice kraje čepu Y_{Go} v přímém směru. Odečtením od této vzdálenosti velikost chodu řízení se získá Y souřadnice obalu převodky řízení Y_{Os} .

$$Y_{Go} = \frac{l_c}{2} = \frac{447}{2} = 223,5 \text{ mm} \quad 39$$

$$Y_{Os} = Y_{Go} - |\Delta l_c| = 223,5 - 64 = 159,5 \text{ mm} \quad 40$$

V předběžném návrhu umístíme převodku řízení na spodní trubku rámové konstrukce. Ta je umístěna ve výšce pode modelu $Z_{SR} = 340$ mm. K tomu je přičten poloměr trubky rámu $R_{SR} = 15$ mm, poloměr převodky řízení $R_{St} = 20$ mm a mezera vzniklá způsobem uchycení $v_{st} = 5$ mm. Dosazením se získá

$$Z_{O_s} = Z_{G_O} = Z_{SR} + R_{SR} + R_{st} + v_{st} = 340 + 15 + 20 + 5 = 380 \text{ mm} \quad 41$$

X souřadnici uložení převodky řízení $X_{O_s} = X_{G_O}$ se volí v mezi čepem řízení na kole A_w a zadním uchycení B. Tedy $X_{O_s} = X_{G_O} \in \langle 234; 310 \rangle$. Díky tomu budou dobré jízdní vlastnosti a snadné konstrukční provedení. Byla zvolena X souřadnice $Y_{O_s} = Y_{G_O} = 270 \text{ mm}$.

Výsledná poloha převodky řízení: $G_O [270; 223,5; 380]$ $O_s [270; 159,5; 380]$

Body pro model v programu MCS Adams jsou vypsány v tabulce 4-5

Název bodu	Označení	Souřadnice Levá	Souřadnice Pravá
Kulový čep řízení kola	A_w	234; - 572; 330	234; 572; 330
Kulový čep řízení převodky	G_O	270; - 223,5; 380	270; 223,5; 380
Kraj obalu převodky řízení	O_s	270; - 159,5; 380	270; 159,5; 380

Tabulka 4-5 Souřadnice bodů řízení

4.3 Základní návrh zadní nápravy

Pro zadní nápravu je zvolená víceprvková tříramenná náprava. Tato náprava bývá nejčastěji používána pro závodní buggy. Umožňuje velký chod kola potřebě malého prostoru. Skládá se z jednoho hlavního podélného ramene a dvou vodících příčných ramen. Geometrií byla inspirací zadní náprava vozidla VW Touareg, jehož hodnoty jsou v tabulce 4-6.

Zadní náprava

	ocelová tlumičová vzpěra	
PR-číslo podvozku	1BA	expedice
sbihavost každého kola (jednotlivá sbíhavost)	+10' +/- 5'	+10' +/- 5'
maximální přípustný rozdíl mezi oběma stranami	max. 5'	max. 5'
odklon	-1° 00' +/- 20'	-1° 00' +/- 20'
maximální přípustný rozdíl mezi oběma stranami	max. 20'	max. 20'

Tabulka 4-6 Geometrie zadní nápravy VW Touareg [7]

U zadní nápravy se jenom nastavuje sbíhavost a odklon, a to pouze na čepu kola. V tomto případě je součástí podélného ramene náboj s ložiskem. Na konci tohoto sdruženého náboje jsou uchycená příčná ramena. Příčná ramena jsou umístěna blízko sebe, téměř rovnoběžně. Tlumič s vinutou pružinou je umístěn na podélném rameni nakloněný do předu ve směru jízdy.

Z modelu rámu jsou vyčteny možné pozice po ukotvení zadního rámu. Střed zadního kola S_w je získán pomocí souřadnic předního kola, jen X souřadnice je posunuta o rozvor náprav.

$$X_{S_w} = X_S + l = 80 + 2260 = 2340 \text{ mm} \quad 42$$

S_w [2340; 740; 330]

Uložení podélné nápravy je možné na úsečce ohraničené body D_{R1} a D_{R2} .

D_{R1} [1700; 600; 340]

D_{R2} [1700; 510; 340]

Je zvolen bod uložení na středu této úsečky D_R [1700; 555; 340]

Součástí podélného ramene je náboj kola. Z uvedeného vyplývá, že druhým bodem tohoto ramene D_w bude střed kola posunutý v axiálním směru, tedy v ose Y. Vlivem umístění převodovky v kole a jednoduchosti konstrukce ramene, bude rameno posunuto o polovinu šířky kola, a vzduchovou mezeru mezi pneumatikou a ramenem $y_m = 8,5 \text{ mm}$.

$$Y_{D_w} = Y_{S_w} - \frac{\text{šířka kola}}{2} - Y_m = 740 - \frac{222,87}{2} - 8,5 = 620 \text{ mm} \quad 43$$

Poloha umístění podélného ramene na kole je D_w [2340; 620; 330]

Uložení příčné nápravy je možné na úsečce ohraničené body C_{R1} a C_{R2} .

C_{R1} [2551; 153; 340]

C_{R2} [2551; 194; 590]

Spodní rameno je vhodné umístit co nejnižší. Uložení spodního ramene k rámu $C_L = C_{R1}$. Uchycení spodního ramene ke kolu C_{Lw} je vloženo mírně pod a za poloosu zadního kola. Pro zajištění určité ochrany poloosy a nesnížení světelné výšky.

$$\text{Tedy } Z_{S_w} = 330 > Z_{C_{Lw}} > \text{světelná výška} = 300$$

Byla zvolená výška $Z_{C_{Lw}} = 310 \text{ mm}$

Vlivem malé vertikální vzdálenosti $|Z_{C_{Lw}} Z_{Sw}| = 20 \text{ mm}$, je zvolená horizontální vzdálenost $|X_{C_{Lw}} X_{Sw}| = 120 \text{ mm}$



Obrázek 4-7 Zádňní náprava Polaris RZR 2019 [11]

Na obrázku 4-7 vidíme uložení zadní tříprvkové nápravy. Lze z něj vyčíst, že uložení příčných ramen na kole je prostorově vychýlené.

Z tohoto důvodu je vysunuté uložení C_{Lw} ve směru ke středu vozidla, ve vzdálenosti od podélného ramene $|Y_{C_{Lw}} Y_{Dw}| = 20 \text{ mm}$

Tedy:

$$X_{C_{Lw}} = X_{Sw} + |X_{C_{Lw}} X_{Sw}| = 2340 + 120 = 2460 \text{ mm} \quad 44$$

$$Y_{C_{Lw}} = Y_{Sw} - |Y_{C_{Lw}} Y_{Dw}| = 620 - 20 = 600 \text{ mm} \quad 45$$

$$C_L [2551; 153; 340] \quad C_{Lw} [2460; 600; 310]$$

Dále je navržené horní rameno uložení k rámu C_P a uložení ke kolu C_{Pw} . Jak bylo výše zmíněno a je také zřejmé z obrázku 4-7, ramena jsou takřka rovnoběžná. Předně je navrženo uložení na kole.

U horního příčného ramena je žádoucí uložení nad poloosu kola, zároveň není vhodný příliš velký horizontální posuv v souřadnici X. Z toho důvodu volíme vzdálenost těchto bodů $|X_{C_{Pw}} X_{C_{Lw}}| = 80 \text{ mm}$ směrem ke středu kola. Vertikální vzdálenost Z od spodního příčného ramene musí být větší než vzdálenost spodního ramene od středu kola o prostor pro poloosu kola $|Z_{C_{Pw}} Z_{C_{Lw}}| > |Z_{C_{Lw}} Z_{Sw}| = 20 \text{ mm}$. Je zvolená vzdálenost od středu kola $|Z_{C_{Pw}} Z_{C_{Lw}}| = 180 \text{ mm}$. Horizontální vzdálenost Y je volena $Y_{C_{Lw}} = 600 < Y_{C_{Pw}} \leq Y_{Dw} = 620$. Tato vzdálenost byla zvolena z maxima intervalu, tedy $Y_{C_{Pw}} = Y_{Dw} = 620 \text{ mm}$

$$X_{C_{Pw}} = X_{C_{Lw}} - |X_{C_{Pw}} X_{C_{Lw}}| = 2460 - 80 = 2380 \text{ mm} \quad 46$$

$$Z_{C_{Pw}} = Z_{C_{Lw}} + |Z_{C_{Pw}} Z_{C_{Lw}}| = 310 + 180 = 490 \text{ mm} \quad 47$$

Uložení horního ramene k rámu C_P provedeme na úsečce ohraničené body C_{R1} a C_{R2} , ve vzdálenosti Z souřadnice od spodního ramene $|Z_{C_P}Z_{C_L}| = |Z_{C_{Pw}}Z_{C_{Lw}}| + 20 = 200 \text{ mm}$

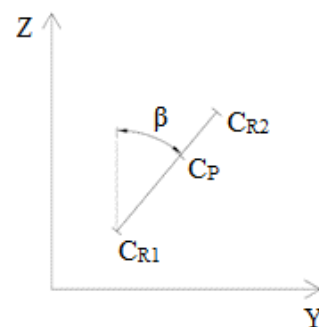
Na základě obrázku 4-8 dopočteme souřadnice bodu C_P .

$$Z_{C_P} = Z_{C_L} + |Z_{C_P}Z_{C_L}| = 340 + 200 = 540 \text{ mm} \quad 48$$

$$\tan \beta = \frac{|Y_{C_{R1}}Y_{C_{R2}}|}{|Z_{C_{R1}}Z_{C_{R2}}|} = \frac{|Y_{C_{R1}}Y_{C_P}|}{|Z_{C_{R1}}Z_{C_P}|} \quad 49$$

$$Y_{C_P} = \frac{|Y_{C_{R1}}Y_{C_{R2}}|}{|Z_{C_{R1}}Z_{C_{R2}}|} * |Z_{C_{R1}}Z_{C_P}| + Y_{C_{R1}} \quad 50$$

$$C_L = C_{R1} \quad X_{C_P} = X_{C_L} \quad 51$$



Obrázek 4-8 Uložení zadních příčných ramen

$$Y_{C_P} = \frac{|Y_{C_{R1}}Y_{C_{R2}}|}{|Z_{C_{R1}}Z_{C_{R2}}|} * |Z_{C_P}Z_{C_L}| + Y_{C_{R1}} = \quad 52$$

$$= \frac{194 - 153}{590 - 340} * 200 + 153 = 186 \text{ mm}$$

$$C_P [2551; 186; 540]$$

$$C_{Pw} [2380; 620; 490]$$

Uložení tlumiče je stanoveno pomocí programu MCS Adams. Horní uložení D_T [2190; 210; 690] a dolní uložení D_L [2240; 600; 380]

Pro jednodušší modelování a práce v programu MCS Adams je posunutá náprava o velikost rozvoru $l=2260$ v záporném směru. Vynášející body jsou v tabulce 4-7

Název	Označení	Souřadnice levé	Souřadnice pravé
Sřed Kola	S_w	80; - 740; 330	80; 740; 330
Podélné rameno-Ram	D_R	- 560; - 555; 340	- 560; 555; 340
Podélné rameno-Kolo	D_w	80; - 620; 330	80; 620; 330
Příčné rameno dolní-Rám	C_L	291; - 153; 340	291; 153; 340
Příčné rameno dolní-Kolo	C_{Lw}	200; - 600; 310	200; 600; 310
Příčné rameno horní-Rám	C_P	291; - 186; 540	291; 186; 540
Příčné rameno horní-Kolo	C_{Pw}	120; - 620; 490	120; 620; 490
Tlumič Horní	D_T	- 70; - 210; 690	- 70; 210; 690
Tlumič Dolní	D_L	- 20; - 600; 380	- 20; 600; 380

Tabulka 4-7 Body zadní nápravy

5 Zhodnocení předběžného návrhu

Vyhodnocení předběžného návrhu bylo provedeno pomocí počítačového programu MSC Adams Car 2018.1.

Samostatně se vyhodnotí přední a zadní náprava. Hodnocené parametry a názvy jejich závislostí jsou vypsány v tabulce 5-1 včetně označení v programu MSC Adams.

Název parametru	Označení v programu MSC Adams
Sbíhavost jednotlivých kol	Toe_angle
Odklon kol	Camber_angle
Záklon rejdové osy	Caster_angle
Závlek rejdové osy	Caster_moment_arm
Příklon rejdové osy	Kingpin_angle
Poloměr rejdu	Scrub_radius
Rozchod kol	Total_track
Výška klopení nápravy	Roll_center_location
Úhel zatáčení kol (pouze u chodu zatáčení)	Steer_angle
Délka tlumiče	Dumper_Data-displacement
Chod kola vůči rámu	Wheel_travel
Úhel naklopení nápravy	Roll_angle
Chod převodky řízení	Ges_rack_XFORM-Y

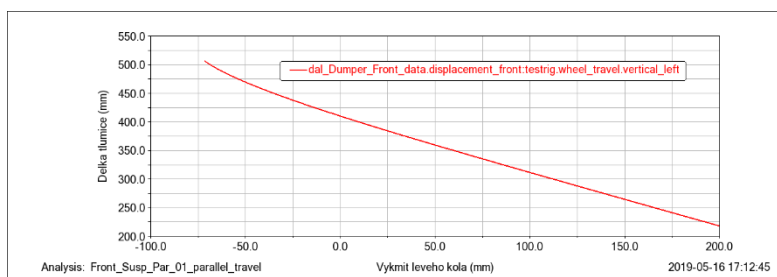
Tabulka 5-1 Hodnocené parametry náprav

5.1 Přední náprava

U přední nápravy jsou provedeny testy propružení nápravy, naklápění nápravy a chodu řízení, dle zadaných parametrů v kapitole 4.1. Výsledky testu propružení nápravy jsou přiloženy v příloze pod názvem Front_Susp_Par_01_parallel_travel. Výsledky testu naklápění nápravy jsou uvedeny pod názvem Front_Susp_Rol_01_roll_angle a výsledky chodu řízení pod názvem Front_Susp_steer_01_steering. Níže jsou vykresleny jednotlivé závislosti vyhodnocovaných parametrů a jejich rozborů.

Z grafů 3,6,9,12,15,18,21,24 je patrné, že navržená náprava neumožňuje zadaný rozsah výkmitu, respektive neumožňuje dosáhnout záporného výkmitu kola.

Na grafu 1 vidíme závislost délky tlumiče na zdvihu kola. Nejmenší délka tlumiče je



Graf 1 Závislost délky tlumiče na chodu kola

$\Delta D_{ul} = 220$ mm při výkmitu kola $\Delta Z_{Wsl} = 200$ mm. Největší dosažená lineární délka je $\Delta D_{uM} = 505$ mm při výkmitu $\Delta Z_{Wsl} = -70$ mm. Při nulovém výkmitu je délka tlumiče $D_{u_0} = 410$ mm. Z uvedených

údajů vypočteme závislost prodloužení tlumiče a výkyvu kola.

$$\Delta D_u = P_{TW} * \Delta Z_{Ws} + D_{u_0} \quad 53$$

$$220 = P_{TW} * 200 + 410 \quad 54$$

$$P_{TW} = \frac{220}{200} - 410 = -408,9 \text{ mm} \quad 55$$

$$\Delta D_u = -408,9 * \Delta Z_{Ws} + 410 \quad 56$$

5.1.1 Řízení

Z grafu 4 je patrné, že úhel natočení kol závislí na výstupu z převodky řízení

Je docíleno maximálního úhlu rejdu 30° v jednu směr natočení kola a 24° v druhém směru. Nyní provedeme kontrolu hodnot, zda, byla splněna Ackermannova podmínka uvedená v kapitola 4.3 pomocí vztahu 28 z kapitoly 5.2.3 návrhu řízení.

$$\cot 24^\circ = \frac{307}{565} + \cot 30^\circ \quad 57$$

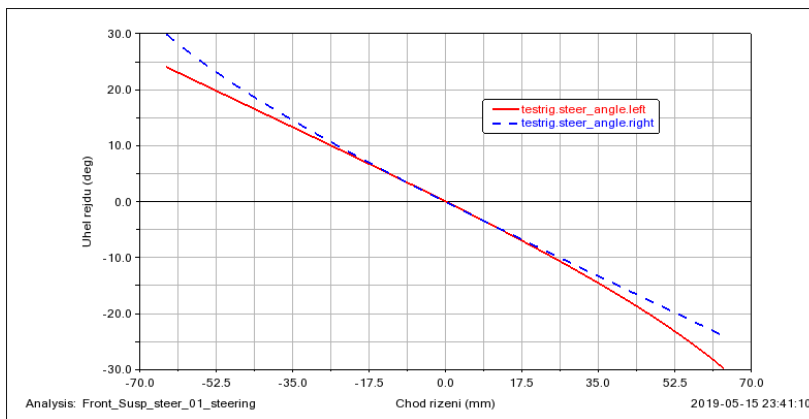
$$2,25 = 2,28 \quad 58$$

nepatrný rozdíl ve vztahu 74 je zapříčiněn zaokrouhlováním, Ackermannova podmínka je splněna.

Poloměr otáčení vozidla vyjádříme pomocí obrázku 4-10 z kapitoly 4.3.

$$r_0 = \frac{l}{\tan \beta} + \frac{b_0}{2} \quad 59$$

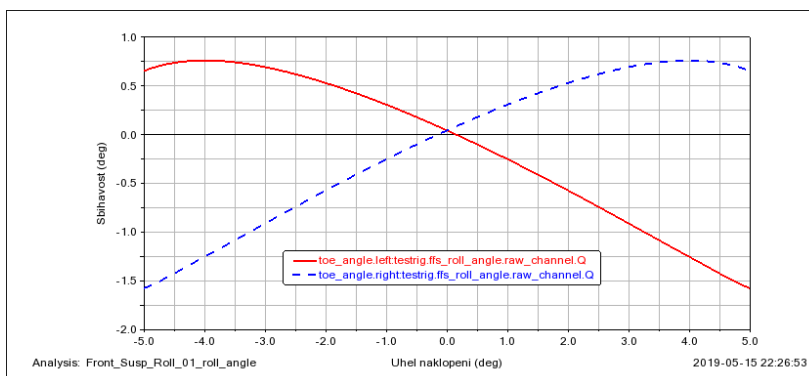
$$r_0 = \frac{2260}{\tan 30} + \frac{1480}{2} = 4654 \text{ mm} \doteq 4,7 \text{ m} \quad 60$$



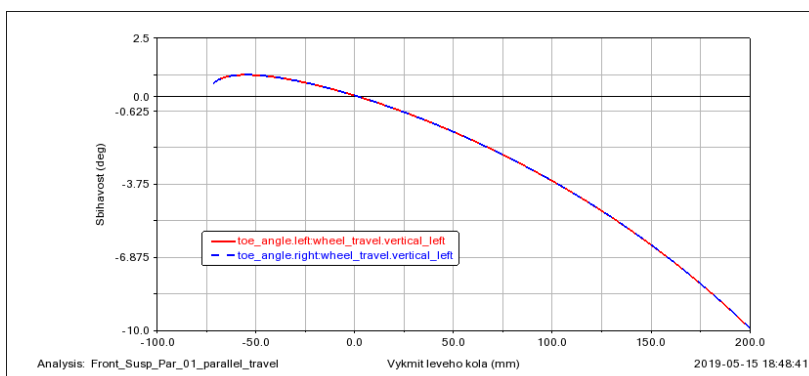
Graf 2 Závislost úhlu vytočení kol na posunutí převodky řízení

5.1.2 Sbíhavost kol

Na grafech 3, 4 je zobrazena závislost sbíhavosti kol. Z grafu 3 vyplývá, že v nulovém náklonu, kola přecházejí ze sbíhavosti do rozbíhavosti v poměrně příkré úměře. Jako vhodné řešení se jeví nastavit přiměřenou sbíhavost v provozním stavu buggyny. Z Grafu 4 vidíme extrémní rozbíhavost při maximálním pozitivním výkmitu nápravy. Pro zlepšení je nezbytné provést úpravu uložení ramen, popřípadě převodky řízení.



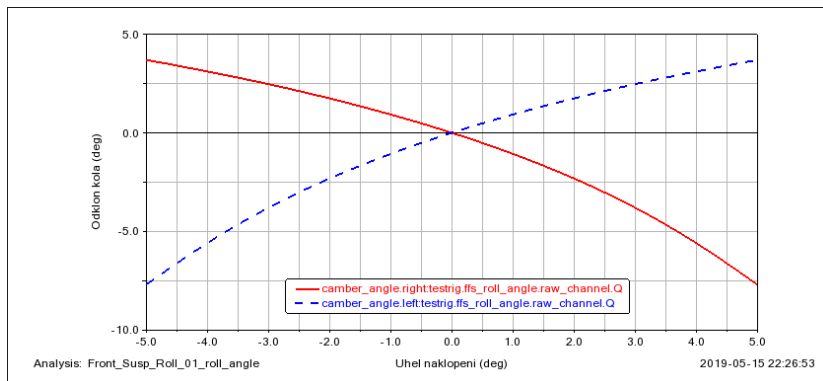
Graf 3 Závislost sbíhavosti na naklonění nápravy



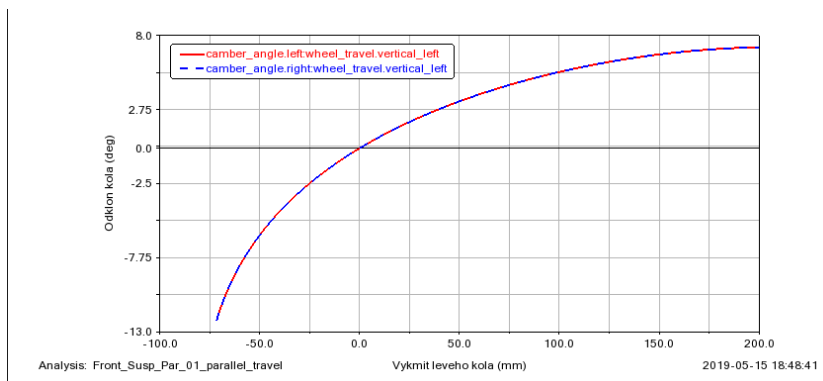
Graf 4 Závislost sbíhavosti na propružení nápravy

5.1.3 Odklon kol

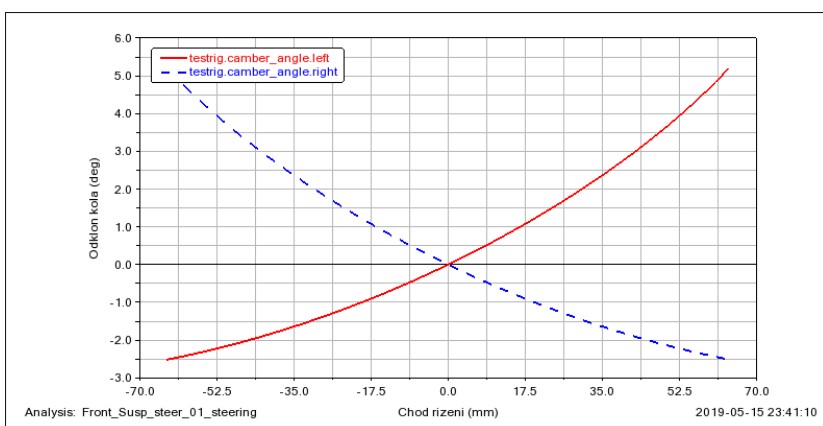
Na grafech 4, 5, 6 je zobrazena závislost odklonu kol. Z grafu 4 a 5 je zřejmé že dochází vlivem nedokonalosti návrhu k velkým změnám naklonění kol. Z grafu 4 je patrné, že při záporném pohybu kola dochází k exponenciálnímu nárůstu odklonu. Při největším



Graf 5 Závislost odklonu kola na naklonění nápravy



Graf 6 Závislost odklonu kola na propružení nápravy



Graf 7 Závislost odklonu kola na chodu řízení

negativním výkmitu -70 mm je negativní úhel odklonu roven téměř 13°. Tento odklon je značně nežadoucí a tudíž je nutné provést úpravu nápravy.

Dále je z grafu 4 a 5 zřejmé že, ke změně odklonu kol dochází v rovnovážné poloze. U odklonu kol je tento jev žádoucí pro rovnoměrné opotřebení dezénu.

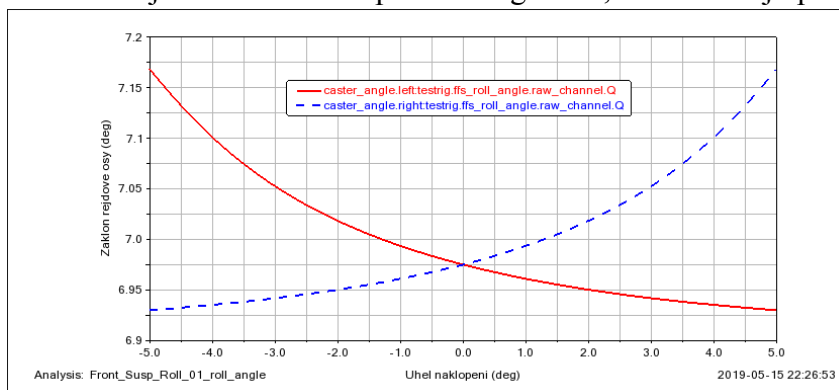
Z grafu 5 lze vyčíst závislost odklonu na chodu převodky řízení. Je patrné, že při natočení kol vlevo má levé kolo (vnitřní) pozitivní odklon a pravé negativní. Tedy kola se naklánějí do zatáčky a tím má řídící náprava dobrý záběr kol na vozovku.

5.1.4 Zákion rejdové osy

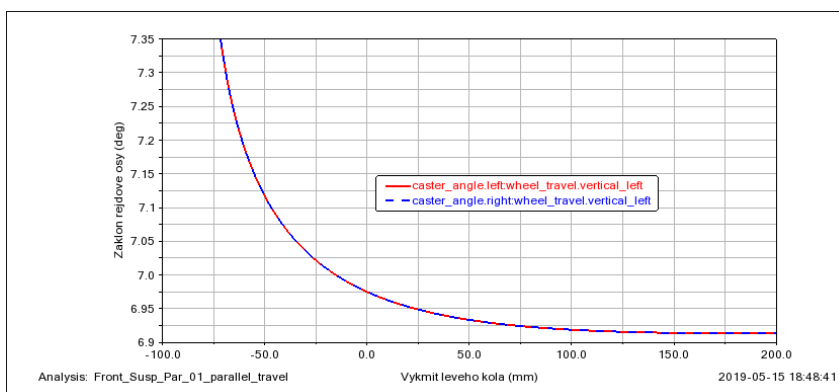
Zákion rejdových os je zobrazen v grafu 8, z něhož je patrná jeho závislost na náklonu nápravy, zároveň je v grafu 9 zobrazena závislost na výkmitu kola.

Z grafu 8 je zřejmá maximální změna odklonu v rozmezí $7,17^\circ$ a $6,93^\circ$, rozdíl zákionu je tedy $0,24^\circ$. Při plném zatáčení se hodnota mění pouze ve dvou desetínách stupně, jak je zobrazeno v grafu 10.

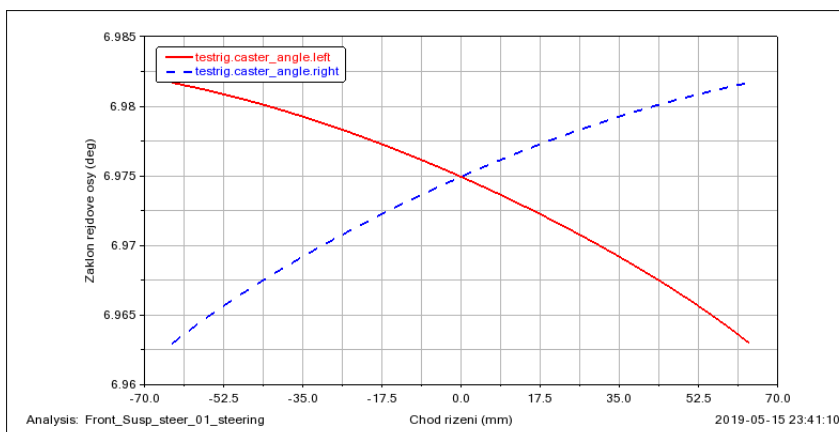
Avšak je nutné věnovat pozornost grafu 9, ze kterého je patrné, že zákion rejdové osy



Graf 8 Závislost zákionu rejdové osy na naklopení nápravy



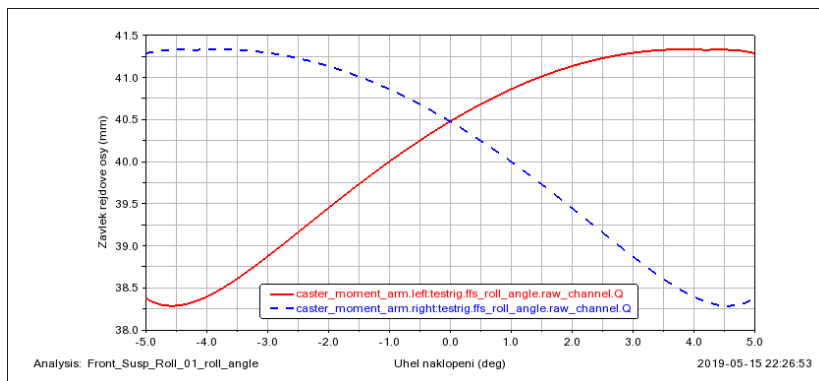
Graf 9 Závislost zákionu rejdové osy na výkmitu nápravy



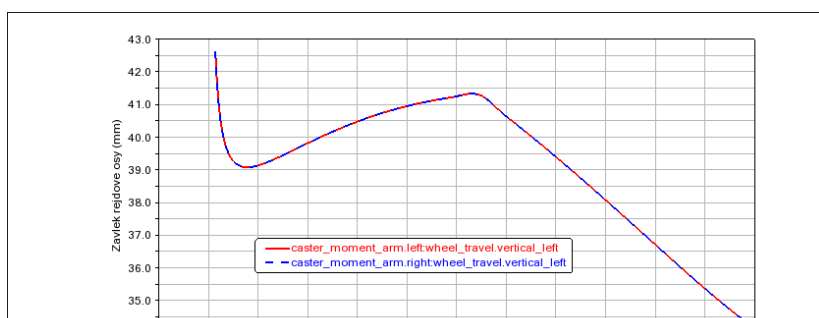
Graf 10 Závislost zákionu rejdové osy na chodu převodky řízení

má hyperbolickou funkci. Je nezbytné zejména kontrolovat zákion při extrémním záporném výkmitu.

5.1.5 Závlek rejdové osy



Graf 11 Závislost závleku rejdové osy na naklonech nápravy

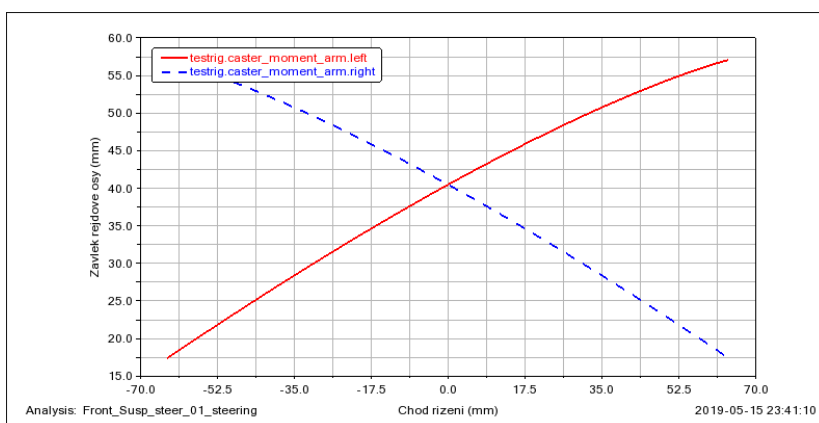


Graf 12 Závislost závleku rejdové osy na výkmitu nápravy

V grafech 11 a 12 je zobrazená závislost závleku rejdových os. Křivka obsahuje dva inflexní body, jejíž přítomnost však není žádoucí. Optimální je tyto body vyrušit nebo alespoň posunout co nejdále od provozní polohy 0° .

Změna závleku je vyhovující z důvodu, že nedochází ke změně její pozitivní hodnoty na

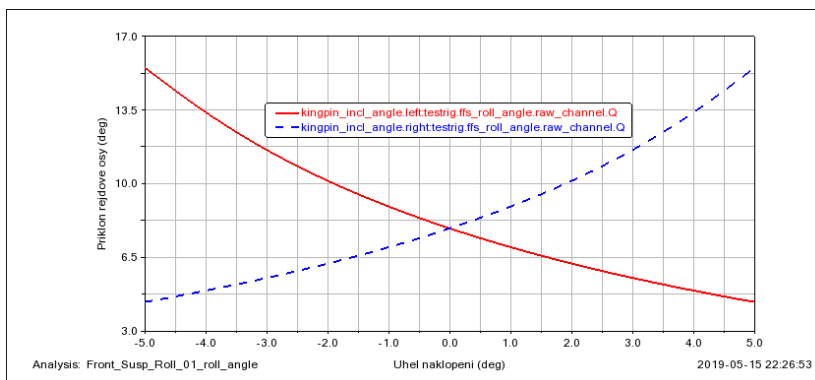
negativní a obráceně. Závlek rejdové osy se zmenšuje na vnitřním kole při jejím otáčení. U vnějšího kola je tomu obráceně a tím se kompenzuje vratný moment vyvolaný závlekiem s vratným momentem vyvolaným příklonem rejdové osy. Tato závislost je zobrazena v grafu 13.



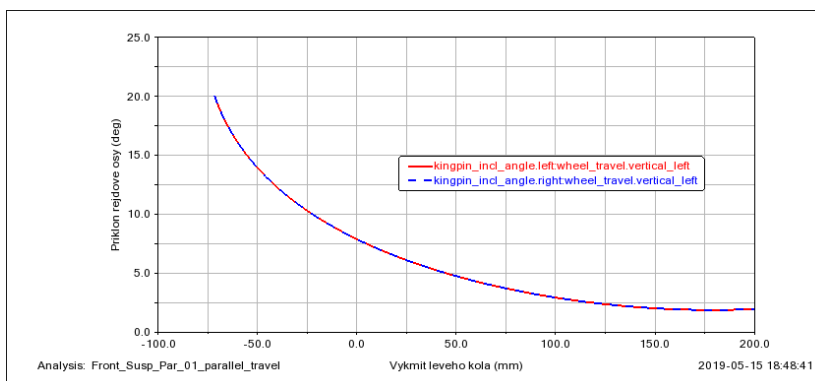
Graf 13 Závislost závleku rejdové osy na chodu převodky řízení

5.1.6 Příklon rejdové osy

Průběhy příklonu rejdových os jsou zaznamenány v grafech 14 až 16. Nedošlo zde ke vzniku žádných inflexních bodů ani ke změně kladné hodnoty na negativní a obráceně. Ovšem změna příklonu již zde není zanedbatelná. Doporučení je zmenšit rozsah úhlu příklonu rejdové osy při výkmitu.

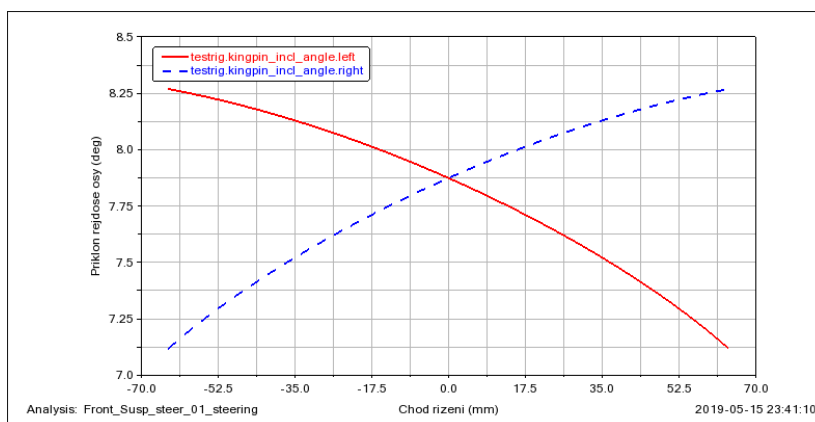


Graf 14 Závislost příklonu rejdové osy na naklopení nápravy



Graf 15 Závislost příklonu rejdové osy na výkmitu nápravy

Změna závleku je optimální, nemění kladné a záporné hodnoty a změna není příliš

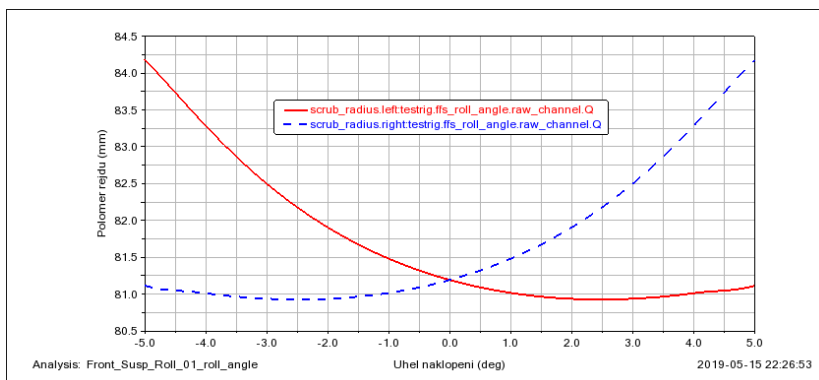


Graf 16 Závislost příklonu rejdové osy na chodu převodky řízení

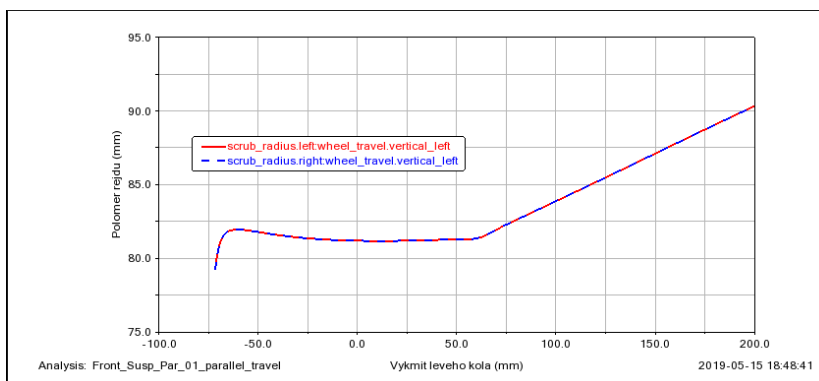
rozsáhlá. Nárůst závleku vnitřního kola při jejím otáčení ukazuje rostoucí vratný moment působící na kolo. Tato závislost je zobrazena v grafu 16.

5.1.7 Poloměr rejdu

Závislost poloměru rejdu je zobrazena v grafu 17, a to závislost na úhel naklonění nápravy a v grafu 18, závislost na výchylce výkyvu kol. Z grafů jsou patrné dva inflační body, které jsou důsledkem nedokonalosti návrhu. Doporučuje se upravit uložení náprav a tím odstranit tyto body.

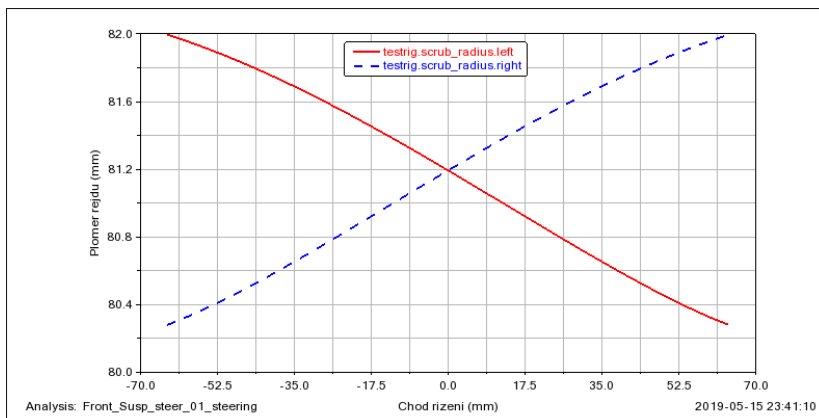


Graf 17 Závislost poloměru rejdu na naklonění nápravy



Graf 18 Závislost poloměru rejdu na výkmitu nápravy

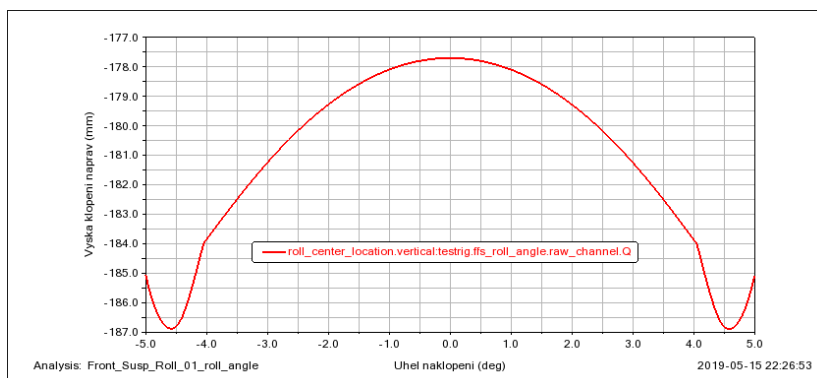
Změna poloměru rejdu v průběhu zatáčení je zanedbatelná. Z tohoto hlediska se jeví jako optimální.



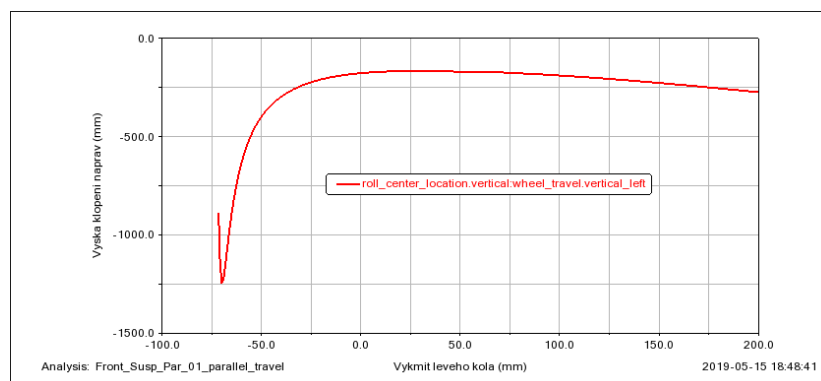
Graf 19 Závislost poloměru rejdu na chodu převodky řízení

5.1.8 Výška klopení náprav

Výška klopení náprav je zaznamenaná v grafech 20, 21, 22. Výsledné křivky jsou umístěny v záporné výšce, což je nepřípustné a musí být provedena oprava.

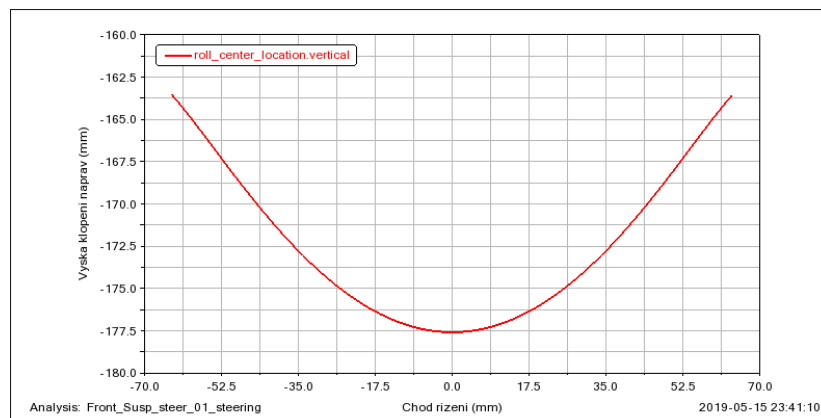


Graf 20 Závislost výšky klopení náprav na jejím naklápění



Graf 21 Závislost výšky klopení náprav na jejím výkmitu

Graf 22 zobrazuje pravdivou hodnotu, dochází zde k malé změně klopení náprav, ovšem opět získáme záporné hodnoty. Pro odstranění těchto negativních jevů je nezbytné provést úpravu uložení.

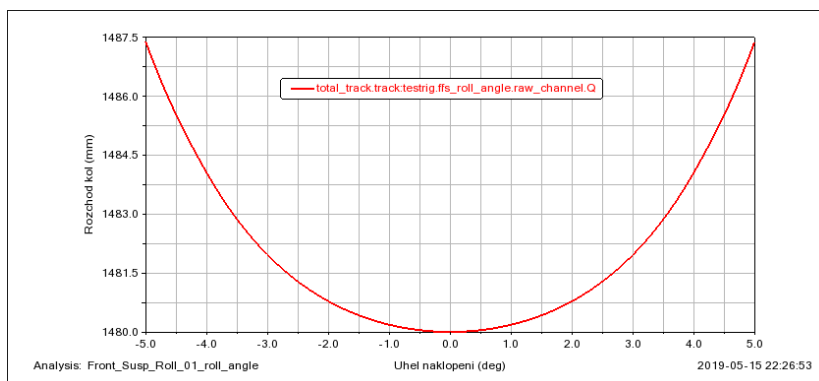


Graf 22 Závislost výšky klopení náprav na chodu převodky řízení

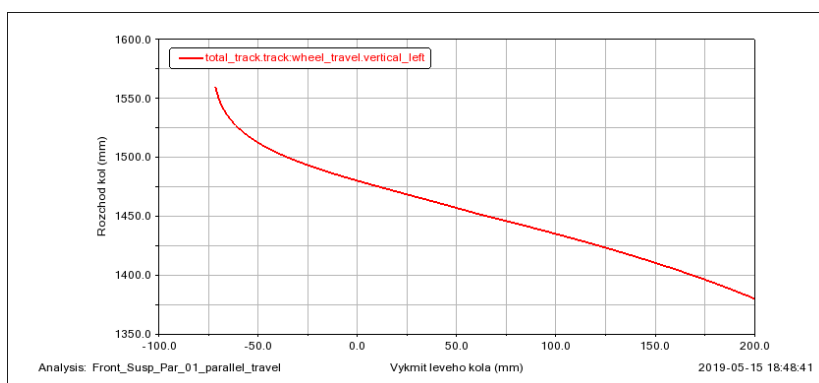
Vlivem nedokonalosti nápravy a dysfunkcí zadaného záporného výkmitu nápravy vznikly na koncích křivek chyby. Tyto hodnoty nejsou reálné, a tudíž podrobnější rozbor bude možný až po opravě této vady.

5.1.9 Rozchod kol

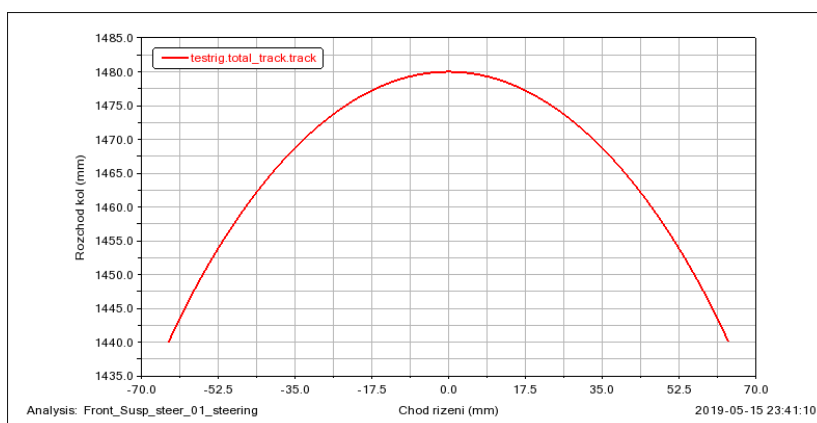
Rozchod kol je znázorněn v grafech 23 až 25. Při náklonu nápravy dle grafu 23 dochází ke změně rozchodu kol jen o 7,5 mm.



Graf 23 Závislost rozchodu kol na naklopení náprav



Graf 24 Závislost rozchodu kol na výkmitu nápravy



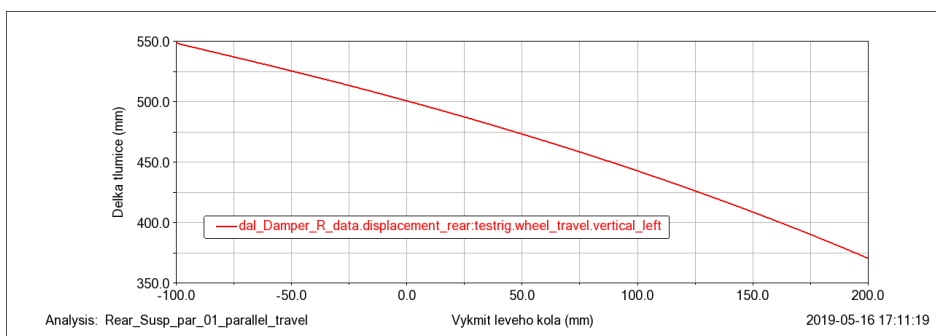
Graf 25 Závislost rozchodu kol na chodu převodky řízení

Z grafu 24 je zřejmá chyba vzniklá dysfunkcí zadaného záporného výkmitu nápravy. Nicméně částečné hodnoty rozchodu kol však lze získat. V intervalu propružení kol (-50; +200) došlo ke změně rozchodu kol o 140 mm. Tento stav je ideální optimalizovat z důvodu pohonu přední nápravy.

Z grafu 25 je patrný rozdíl rozchodu kol 40 mm v průběhu jejich natáčení do rejdu. Tento rozchod kol je možné dále omezit.

5.2 Zadní náprava

U zadní nápravy jsou provedeny testy propuštění nápravy a naklápění nápravy dle zadaných parametru v kapitole 5.1. Výsledky testu propuštění nápravy jsou přiloženy v příloze pod názvem Rear_Susp_Par_01_parallel_travel. Výsledky testu naklápění nápravy jsou uvedeny pod názvem Rear_Susp_Rol_01_roll_angle. Níže jsou vykresleny jednotlivé závislosti posuzovaných parametrů a jejich následné rozbory.



Graf 26 Závislost délky tlumiče na chodu kola

Z grafu 26 je zřejmá závislost délky tlumiče na zdvihu kola. Nejmenší délka tlumiče je $\Delta D_{rul} = 370 \text{ mm}$ při výkmitu kola $\Delta Z_{rWsl} = 200 \text{ mm}$. Největší délka je $\Delta D_{ruM} = 549 \text{ mm}$ při výkmitu $\Delta Z_{rWsM} = -100 \text{ mm}$. Při nulovém výkmitu je délka tlumiče $D_{u_0} = 500 \text{ mm}$. Z těchto údajů spočítáme závislost prodloužení tlumiče a výkyvu kola.

$$D_{ru} = P_{rTW} * Z_{rWs} + D_{ru_0} \quad 61$$

$$370 = P_{rTW} * 200 + 500 \quad 62$$

$$P_{rTW} = \frac{370}{200} - 500 = -498,15 \text{ mm} \quad 63$$

$$D_{ru} = -498,15 * Z_{rWs} + 500 \quad 64$$

Čistou délku chodu tlumiče vyjádříme jako rozdíl mezi maximální a minimální délkou tlumiče (rovnice 65,66).

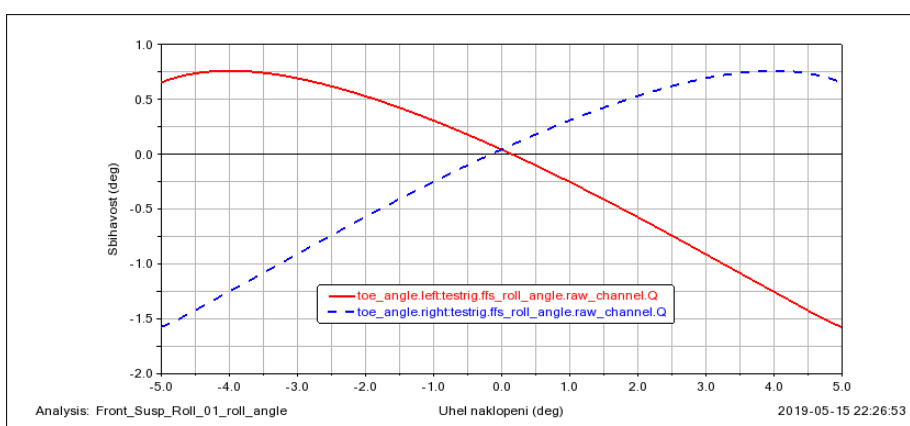
$$\Delta D_{ru} = \Delta D_{ruM} - \Delta D_{rul} \quad 65$$

$$\Delta D_{ru} = 549 - 370 = 179 \text{ mm} \quad 66$$

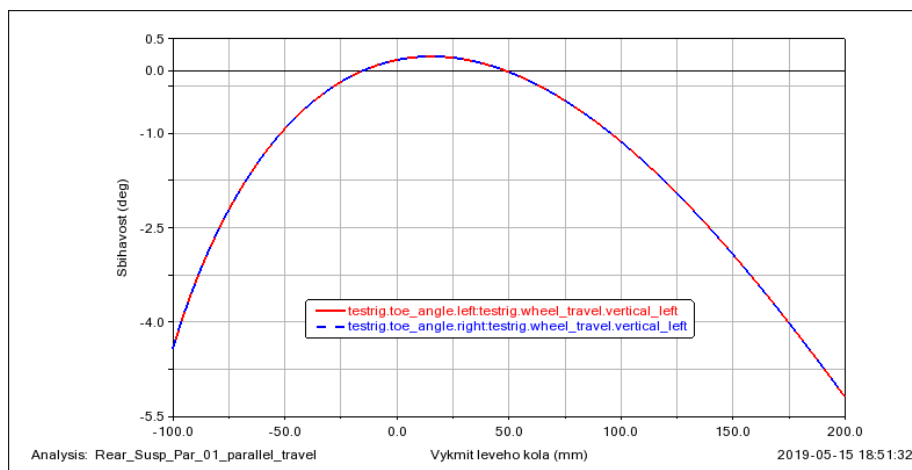
5.2.1 Sbíhavost kol

Změna sbíhavosti kol je zaznamenána v grafech 27 a 28. Z grafu 28 je patrné, že závislost sbíhavosti kola na propružení nápravy je exponenciálního charakteru. Dochází zde až k 5,3° rozbíhavostí nápravy. Takový to průběh sbíhavosti má negativní vliv na smykaní kol a v důsledku toho dochází ke zvýšenému opotřebení pneumatik. Zároveň má vliv na snížení stability vozu. Tento parametr je nezbytné dále upravit.

Graf 27 zobrazuje závislost sbíhavosti kol na naklopení nápravy. Při naklopení se každé kolo otáčí jiným směrem, a tím vzniká stáčivý účinek, který je nežádoucí. Cílem je dosáhnout co nejmenších rozdílů úhlů sbíhavosti.



Graf 27 Závislost sbíhavosti kol na naklopení nápravy

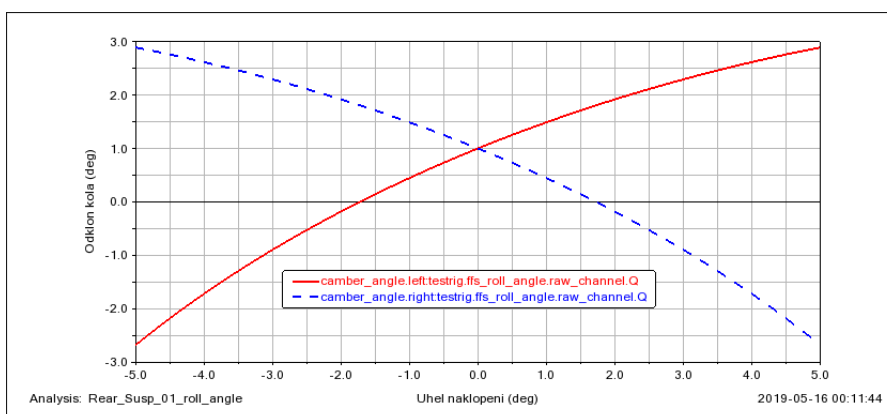


Graf 28 Závislost sbíhavosti kol na výkmitu nápravy

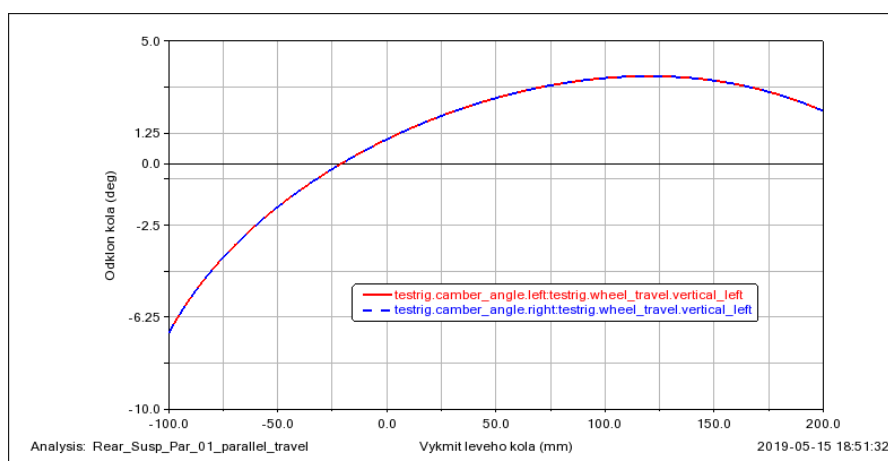
5.2.2 Odklon kol

V grafech 29 a 30 jsou zachyceny průběhy odklonu kol. Při naklopení nápravy jsou kola klopená ve stejném směru jako náprava, viz graf 29. Doporučuje se tyto rozdíly úhlů co nejvíce minimalizovat, v opačném případě by při průjezdu zatáčkou, vlivem odstředivé síly, bylo vnitřní kolo negativně nakloněno. Kolo by v tomto případě mělo tendenci „sezutí“ pneumatiky.

Velkým odklonem kola se zmenšuje styková plocha pneumatiky s vozovkou a dochází k nerovnoměrnému opotřebení pneumatiky. S těchto důvodu je snaha docílit co možná nejmenších odklonů při změně propružení. V grafu 30 je tento odklon až 7° , což lze označit již jako velký úhel odklonu.



Graf 29 Závislost odklonu kol na naklopení nápravy

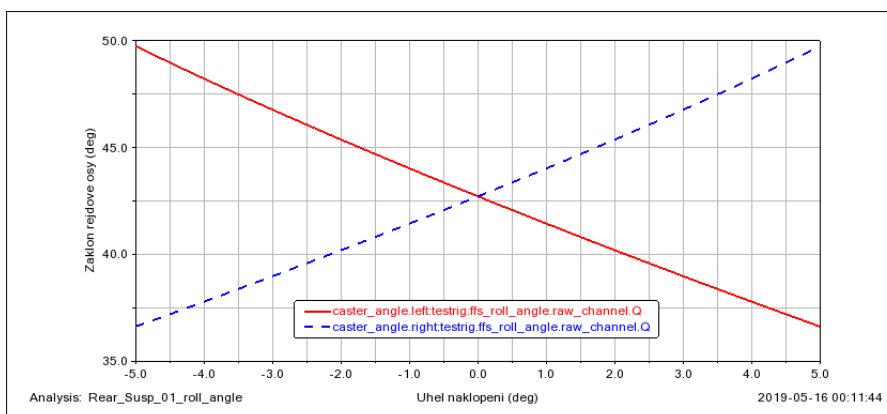


Graf 30 Závislost odklonu kol na výkmitu nápravy

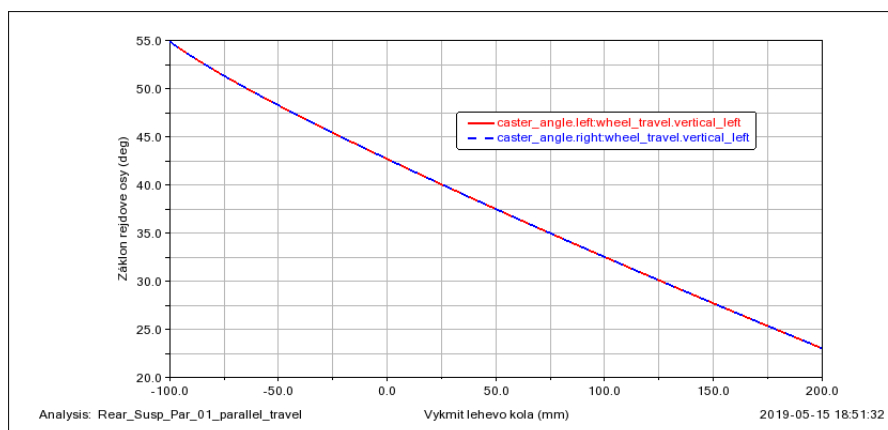
5.2.3 Zákion rejdové osy

Zákion rejdových os je zobrazen v grafu 31, kde je patrná závislost na náklonu nápravy a dále v grafu 32, kde je zřejmá závislost na výkmitu kola.

Dochází zde k velkým změnám úhlu, při propružení až 35°. U zadní neřízené nápravy parametry tykající se rejdové osy nemají velký význam. Nicméně i přesto je vhodné tyto parametry snížit.



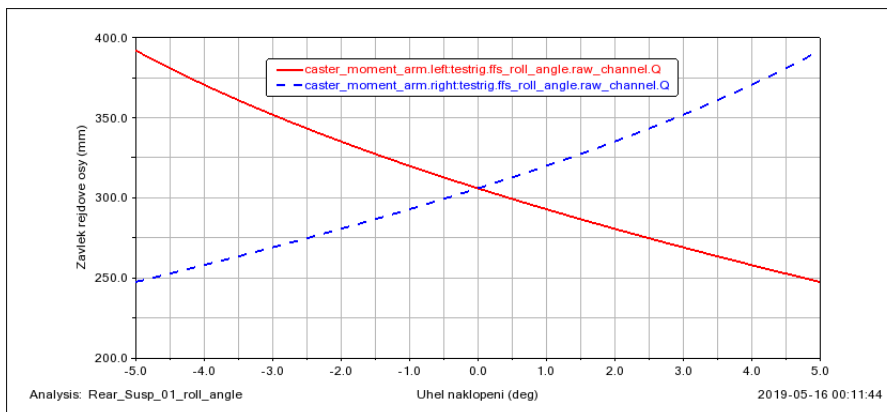
Graf 31 Závislost zákionu rejdové osy na naklonení nápravy



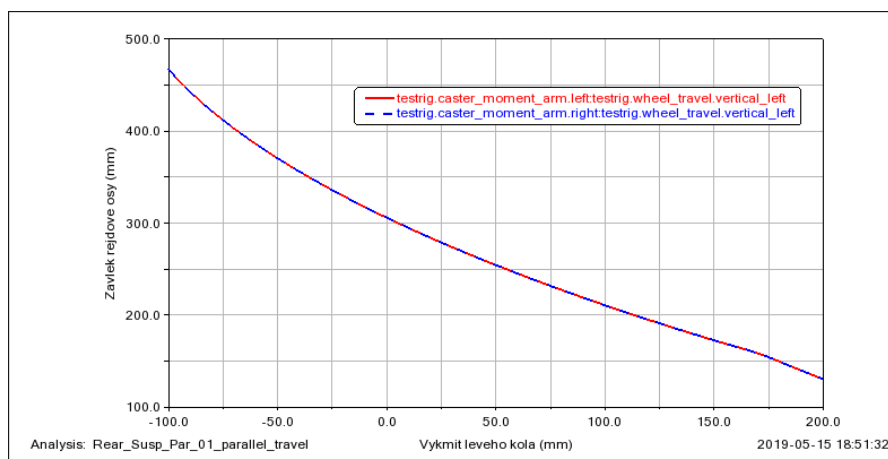
Graf 32 Závislost zákionu rejdové osy na výkmitu nápravy

5.2.4 Závlek rejdové osy

Průběhy závleku rejdové osy na naklonení nápravy jsou znázorněny v grafu 33 a průběhy závleku rejdové osy závislé na propružení nápravy jsou zobrazeny v grafu 34.



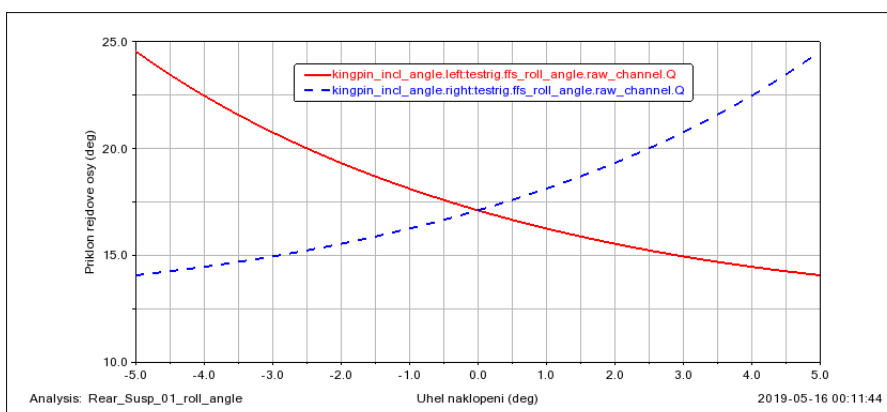
Graf 33 Závislost závleku rejdové osy na naklonění nápravy



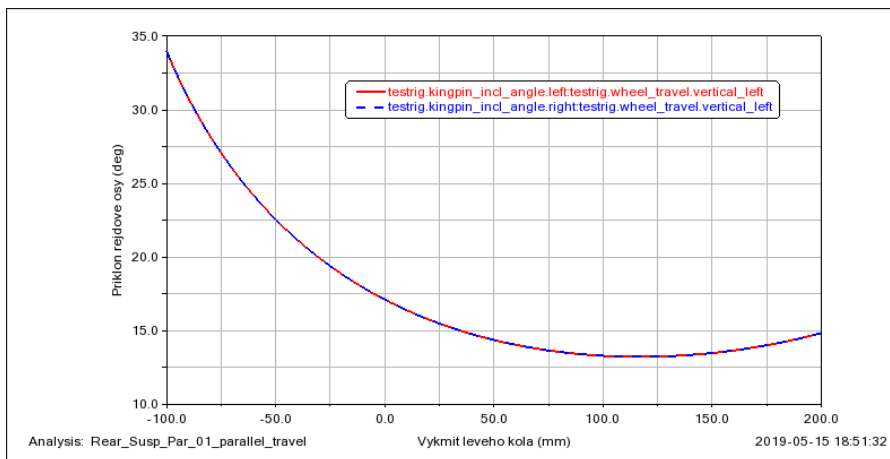
Graf 34 Závislost závleku rejdové osy na výkmitu nápravy

5.2.5 Příklon rejdové osy

Graf 35 zachycuje průběh příklonu rejdové osy, který je závislý na naklonění nápravy. V grafu 36 je znázorněn průběh, který se mění v závislosti se změnou propružení vozidla. Pro tyto průběhy platí to, co pro záklon rejdové osy uvedený v kapitole 5.2.3. Cílem je nastolení nepatrných změn úhlu.



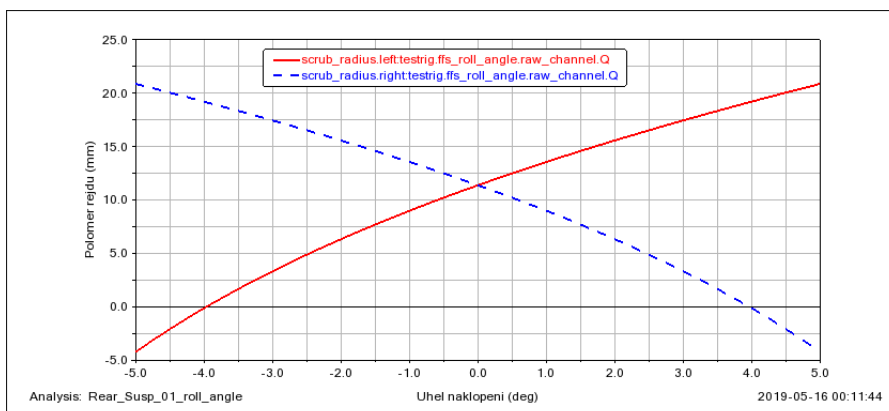
Graf 35 Závislost příklonu rejdové osy na naklonění nápravy



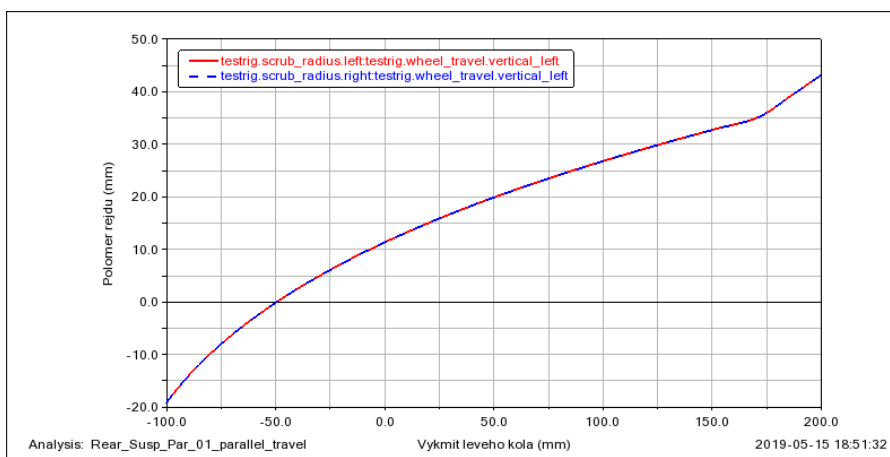
Graf 36 Závislost příklonu rejdové osy na výkmitu nápravy

5.2.6 Poloměr rejdů

Poloměr rejdů se mění v závislosti na náklonu nápravy jak je zachyceno v grafu 37, nebo na velikosti propružení nápravy, jak je patrné v grafu 38. Vlivem neřiditelnosti zádní nápravy není tento parametr tak důležitý. Jedná se pouze o informační parametr.



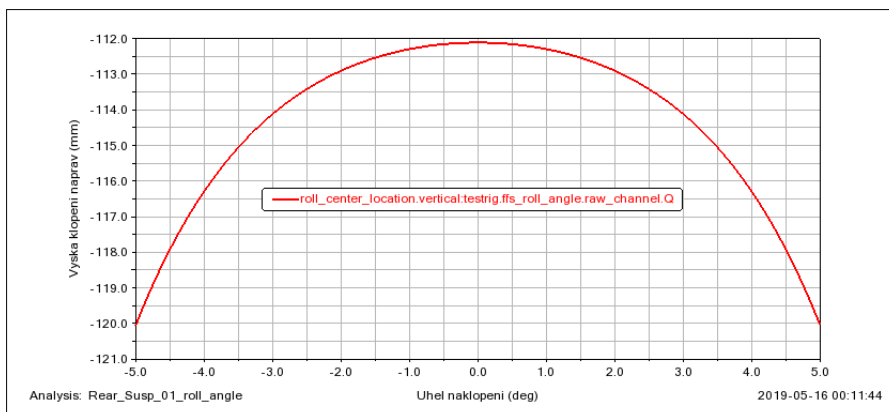
Graf 37 Závislost poloměru rejdů na naklonění nápravy



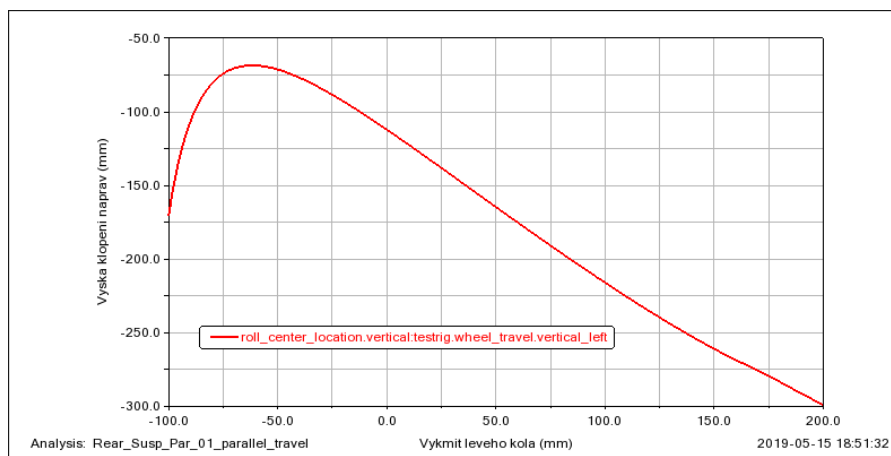
Graf 38 Závislost poloměru rejdů na výkmitu nápravy

5.2.7 Výška klopení náprav

Výška klopení nápravy je závislá na jejím naklonění, jak je znázorněno v grafu 39, její závislost na propružení nápravy je zřejmá z grafu 40. V daných průbězích se výška pohybuje v záporných hodnotách. Tento jev je však nepřipustný a musí být provedena náprava, aby již k tomuto jevu dále nedocházelo.



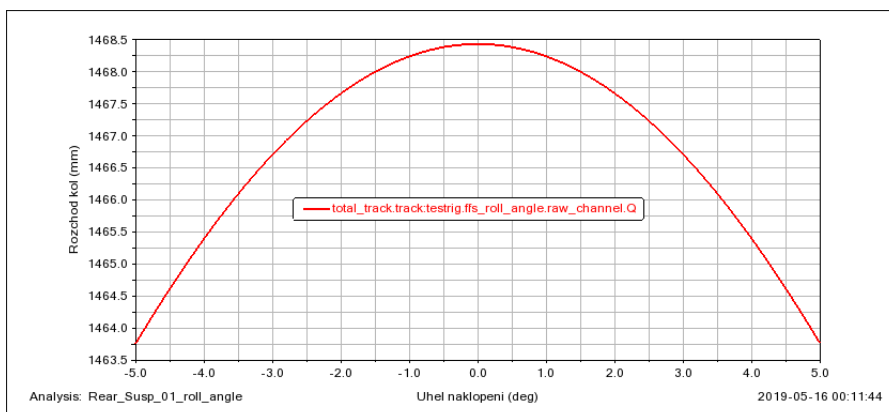
Graf 39 Závislost výšky klopení nápravy na jejím naklonění



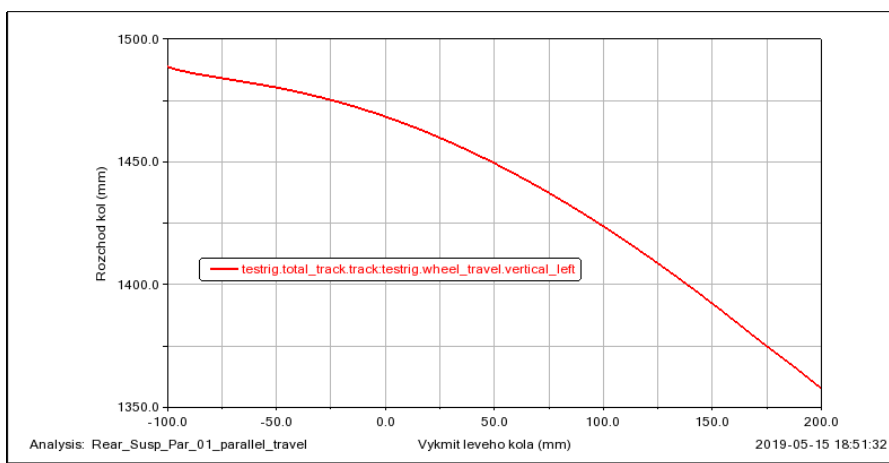
Graf 40 Závislost výšky klopení nápravy na jejím výkmitu

5.2.8 Rozchod kol

Změna rozchodu kol je pro nás důležitá, především z důvodu pohonu zadní nápravy, respektive pro přibližnou změnu délky hnací poloosy. Na grafu 41 je znázorněný rozchod kol, který je závislý na naklopení nápravy. Na grafu 42 je zobrazen rozchod kol závislý na propružení nápravy. Z těchto křivek je patrný rozchod kol v intervalu (1360; 1485) mm. Rozdíl krajních stavů, a tedy i velikost změny rozchodů kol je 125 mm. Tato hodnota je dostačující.



Graf 41 Závislost rozchodu kol na naklopení nápravy



Graf 42 Závislost rozchodu kol na výkmitu nápravy

6 Finální nápravy

Provedením analýzy nedostatků návrhu dle kapitoly 6., byly nápravy upraveny do finální podoby, a to za pomoci počítačového programu MSC Adams

6.1 Přední náprava

Pro optimalizaci parametrů bylo změněno uložení spodního i horního ramene k rámu, dále závěs horního ramene ke kolu, čep řízení a převodka řízení byli přesunuty.

Byla provedena změna sbíhavosti na kolech na hodnotu 15' a odklon kola taktéž na 15' při provozním zatížení vozidla.

Uložení ramen k rámu je řešeno dle obrázku 5-2, z něhož je patrné, že oba body ležící na úsečce ohraničené body B a C mají shodnou X souřadnici. Na základě tohoto zjištění vyjádříme závislost na volené souřadnici Z. Vzhledem ke skutečnosti, že oba body jednoho ramene leží na jedné rovině, přímce rovnoběžné s rovinami XZ a YX lze dopočítat druhý bod uložení ramene na úsečce ohraničené body A a D. Informace čerpány z upraveného vztahu 52 z kapitoly 4.3 v upravené podobě pro body ležící na úsečce BC vztah 67 a úsečce AD vztah 68.

$$Y_{BC} = \frac{|Y_B Y_C|}{|Z_B Z_C|} * |Z_B Z_{BC}| + Y_B = \frac{300 - 171}{570 - 340} * (Z_{BC} - 340) + 171 \quad 67$$

$$X_{AD} = \frac{|X_A X_D|}{|Z_A Z_D|} * |Z_A Z_{AD}| + X_A = \frac{100 - 20}{570 - 340} * (Z_{AD} - 340) - 20 \quad 68$$

Analyticky je dopočítán bod závěsu horního ramene K_n pro zachování geometrie kola vztahy 69 a 70.

$$Y_{K_n} = \frac{|Y_J Y_K|}{|Z_J Z_K|} * |Z_J Z_{K_n}| + Y_J = -\frac{621 - 595}{464 - 276} * (Z_{K_n} - 276) + 621 \quad 69$$

$$X_{K_n} = \frac{|X_J X_K|}{|Z_J Z_K|} * |Z_J Z_{K_n}| + X_J = \frac{96 - 73}{464 - 276} * (Z_{K_n} - 276) + 73 \quad 70$$

Uložení čepu řízení bylo dopočítáno dle vztahů 34 a 35 z kapitoly 4.2.3.

Název bodu	Označení	Staré souřadnice	Nové souřadnice
Střed kola	S	80; 740; 330	80; 740; 330
Spodní přední zavěšení	A	- 20; 171; 340	-37; 199; 390
Spodní zadní zavěšení	B	310; 171; 340	310; 199; 390
Horní přední zavěšení	C	310; 300; 570	310; 282; 505
Horní přední zavěšení	D	- 100; 300; 570	-77; 282; 505
Horní zavěšení tlumiče	F	190; 490; 867	190; 490; 867
Závěs spodního ramene	J	73; 621; 276	73; 621; 276
Závěs horního ramene	K	96; 595; 464	90; 608; 415
Spodní uložení tlumiče	F _{Dum}	88; 580; 480	88; 590; 430
Kulový čep řízení kola	A _w	234; 572; 330	215; 577; 330
Kulový čep řízení převodky	G _O	270; 223,5; 380	250; 223.5; 420
Kraj obalu převodky řízení	O _S	270; 159,5; 380	250; 159.5; 420

Tabulka 6-1 Porovnání nových konstrukčních bodů pravé strany přední nápravy

6.2 Zadní náprava

U zadní nápravy je manipulováno pouze s příčnými rameny. Konkrétně bylo provedeno zvednutí umístění příčných ramen k rámu a také přemístění závěsu horního příčného ramene.

Uložení těchto ramen bylo dopočítáno s pomoci vztahů 50 a 51 z kapitoly 4.3, kde jsou tato uložení podrobněji rozebírány.

Zavěšení horního ramene bylo zvoleno s ohledem na podmínky uvedené v kapitole 4.3.

Název	Označení	Staré souřadnice	Nové souřadnice
Střed Kola	S _w	2340; 740; 330	2340; 740; 330
Podélné rameno-Ram	D _R	1700; 555; 340	1700; 555; 340
Podélné rameno-Kolo	D _w	2340; 620; 330	2340; 620; 330
Příčné rameno dolní-Rám	C _L	2551; 153; 340	2551; 170; 440
Příčné rameno dolní-Kolo	C _{Lw}	2460; 600; 310	2460; 600; 310
Příčné rameno horní-Rám	C _p	2551; 186; 540	2551; 195; 590
Příčné rameno horní-Kolo	C _{Pw}	2380; 620; 490	2340; 620; 460
Tlumič Horní	D _T	2190; 210; 690	2190; 210; 690
Tlumič Dolní	D _L	2240; 600; 380	2240; 600; 380

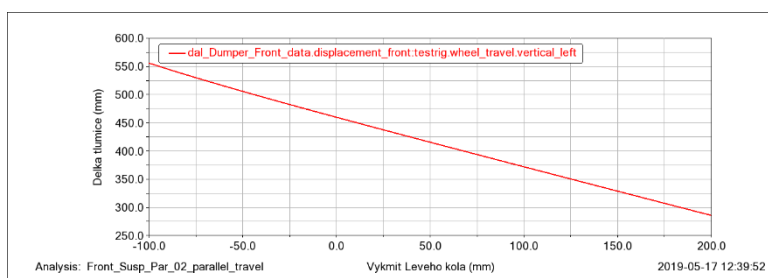
Tabulka 6-2 Porovnání nových konstrukčních bodů pravé strany zadní nápravy

7 Zhodnocení finálního návrhu

7.1 Přední náprava

U přední nápravy jsou provedeny testy propnutí nápravy, naklápění nápravy a chodu řízení, dle zadaných parametrů v kapitole 5.1. Výsledky testu propnutí nápravy jsou přiloženy v příloze pod názvem Front_Susp_Par_02_parallel_travel. Dále jsou pod názvem Front_Susp_Rol_02_roll_angle uvedeny výsledky testu naklápění nápravy a výsledky chodu řízení jsou zaznamenány pod názvem Front_Susp_steer_02_steering. Níže jsou vykresleny jednotlivé závislosti posuzovaných parametrů a jejich rozbor.

Z grafu 43 je patrná závislost délky tlumiče na zdvihu kola. Nejmenší délka tlumiče je



Graf 43 Závislost délky tlumiče na chodu kola

$\Delta D_{ul} = 286$ mm při výkmitu kola
 $\Delta Z_{Wsl} = 200$ mm. Největší délka je $\Delta D_{uM} = 555$ mm při výkmitu $\Delta Z_{Wsl} = -100$ mm. Při nulovém výkmitu je délka tlumiče $D_{u0} = 460$ mm.

Z uvedených údajů vypočítáme

závislost prodloužení tlumiče a výkyvu kola.

$$\Delta D_u = P_{TW} * \Delta Z_{Ws} + D_{u0} \quad 71$$

$$286 = P_{TW} * 200 + 460 \quad 72$$

$$P_{TW} = \frac{286}{200} - 460 = -459 \text{ mm} \quad 73$$

$$\Delta D_u = -559 * \Delta Z_{Ws} + 460 \quad 74$$

Čistou délku chodu tlumiče vyjádříme jako rozdíl mezi maximální a minimální délkou tlumiče (rovnice 61,62).

$$\Delta D_{ru} = \Delta D_{ruM} - \Delta D_{rul} \quad 75$$

$$\Delta D_{ru} = 555 - 286 = 269 \text{ mm} \quad 76$$

7.1.1 Řízení

V grafu 44 je zobrazena závislost úhlu natočení kol do rejdu na chodu převodky řízení.

Zároveň bylo dosaženo maximálního úhlu rejdu 37° v jednu směr natočení kola a úhlu 28° v druhém směru. Nyní prověříme, zda tyto hodnoty vyhovují Ackermannově podmínce uvedené v kapitole 3.3 a pomocí vztahu 28 z kapitoly 4.2.3 návrhu řízení.

$$\cot 28^\circ = \frac{307}{565} + \cot 37^\circ \quad 77$$

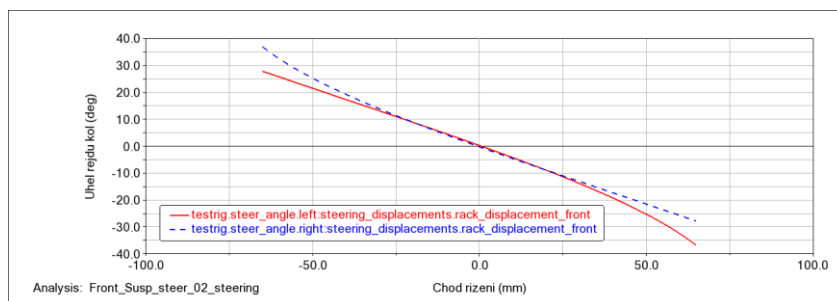
$$1,88 = 1,87 \quad 78$$

Nepatrný rozdíl ve vztahu 74 je zapříčiněn zaokrouhlováním, Ackermannova podmínka tedy byla splněna.

Poloměr otáčení vozidla vyjádříme pomocí obrázku 3-10 z kapitoly 3.3.

$$r_0 = \frac{l}{\tan \beta} + \frac{b_0}{2} \quad 79$$

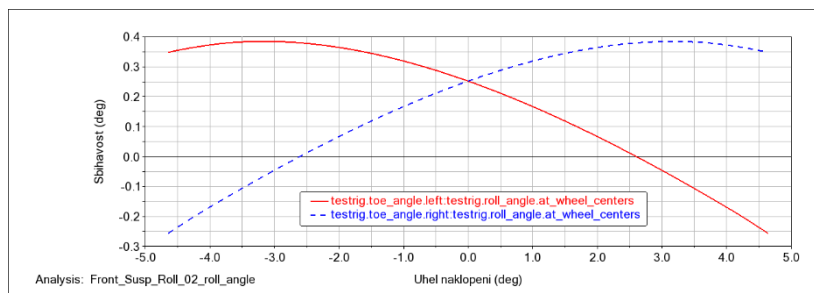
$$r_0 = \frac{2260}{\tan 37} + \frac{1480}{2} = 3739 \text{ mm} \doteq 3,7 \text{ m} \quad 80$$



Graf 44 Závislost Rejdového úhlu kol na posuvu převodky řízení

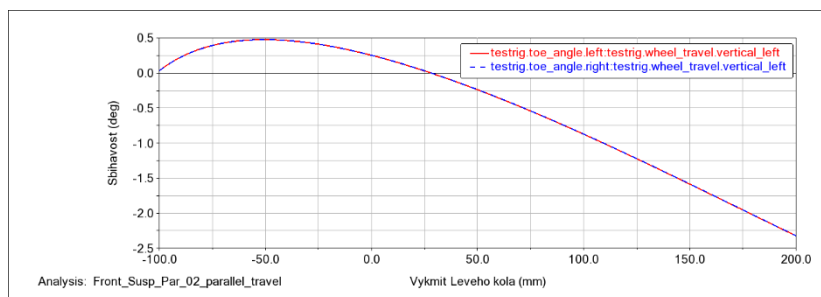
7.1.2 Sbíhavost kol

Závislost sbíhavosti kol přední nápravy je zaznamenána v grafu 45, který řeší závislost sbíhavosti na klopení nápravy. Z grafu je patrné, že sbíhavost s klopením nápravy se nyní pohybuje pouze v desetinách stupňů, což je výrazné zlepšení.



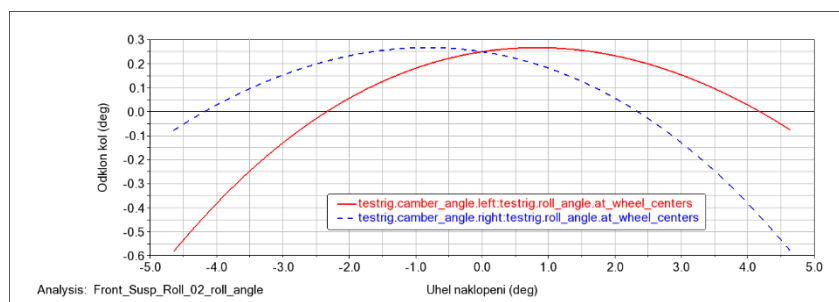
Graf 45 Závislost sbíhavosti na naklopení nápravy

Taktéž bylo dosaženo zlepšení závislosti sbíhavosti na propružení nápravy (graf 46) a bylo docíleno zmírnění jejího průběhu. Zároveň zásluhou nastavené sbíhavosti došlo k posuvu přelomového úhlu sbíhavosti dále od klidového zdvihu nápravy.

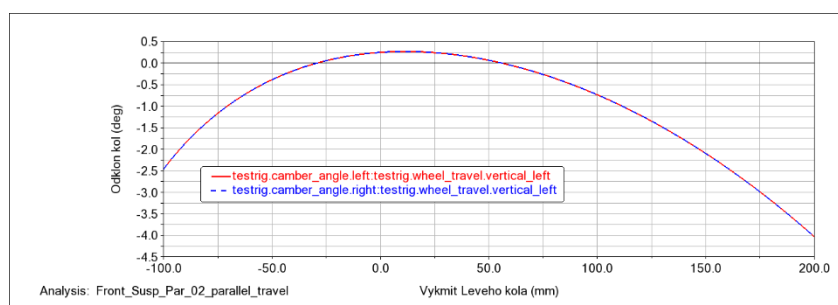


Graf 46 Závislost sbíhavosti na propružení nápravy

7.1.3 Odklon kol



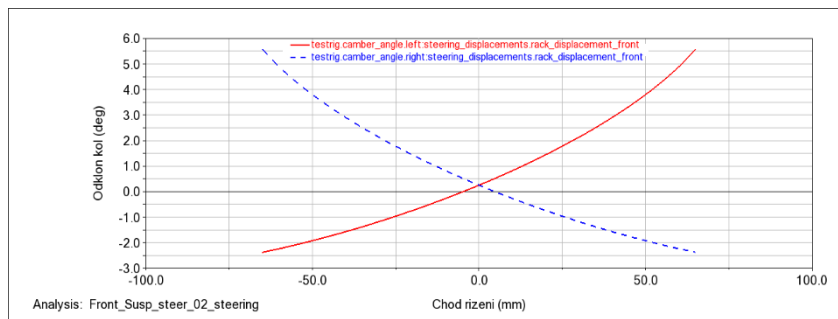
Graf 48 Závislost odklonu kola na naklopení nápravy



Graf 47 Závislost odklonu kola na propružení nápravy

Na grafech 47, 48, 49 je zobrazena závislost odklonu kol. U tohoto odklonu došlo k výraznému zlepšení oproti původnímu návrhu, nyní má optimální průběhy bez velkých hodnot úhlu odklonu kola.

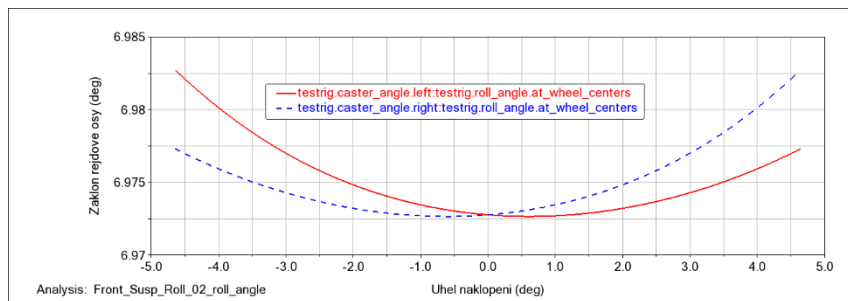
Závislost průběhu odklonu kola na natočení kol zůstala neměnná z důvodu přesně nadefinovaného příklonu a záklonu rejdové osy kola, které jsou optimální.



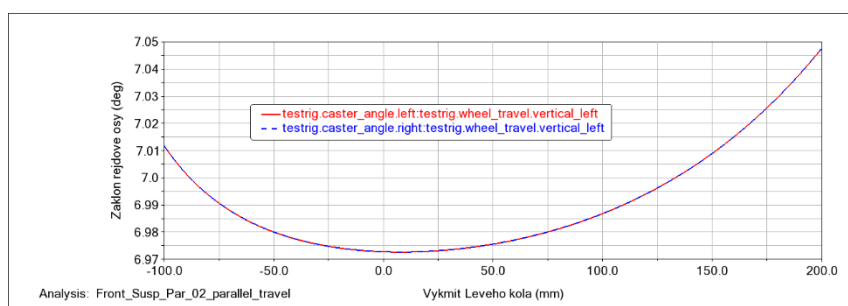
Graf 49 Závislost odklonu kola na chodu řízení

7.1.4 Záklon rejdové osy

Záklon rejdových os je zobrazen v grafu 50, kde je patrná závislost na náklonu nápravy a v grafu 51, z něhož je viditelná závislost na výkmitu kola. Z grafů tedy vyplývá, že dochází k pouze nepatrným změnám s plynulým průběhem.

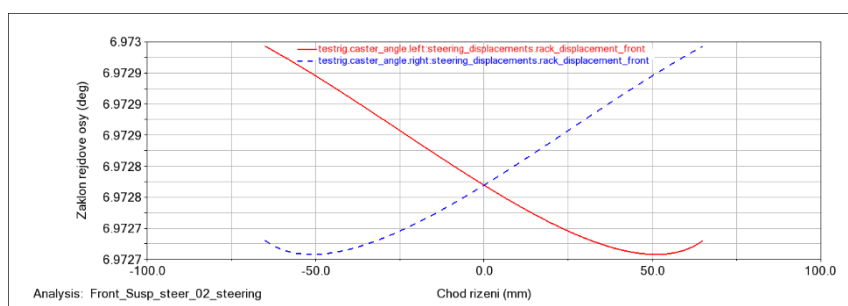


Graf 50 Závislost záklonu rejdové osy na naklonění nápravy



Graf 51 Závislost záklonu rejdové osy na výkmitu nápravy

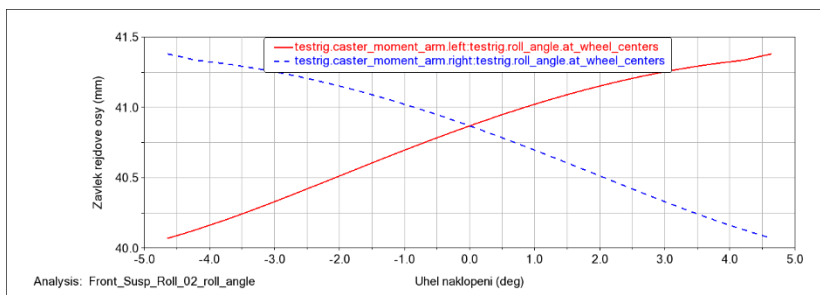
Změna záklonu rejdové osy při zatáčení je zanedbatelná, jak je zřejmé z grafu 52.



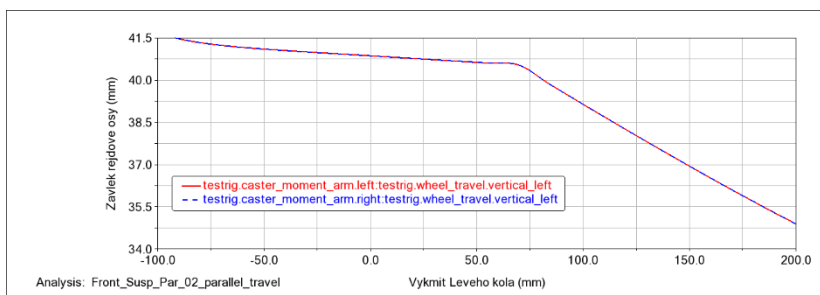
Graf 52 Závislost záklonu rejdové osy na chodu převodky řízení

7.1.5 Závlek rejdové osy

V grafech 53 a 54 je zobrazena závislost závleku rejdových os. Zde došlo k výraznému zlepšení vlivem odstranění inflexních bodů. Také došlo ke zmenšení rozsahu závleku a k nepatrné změně vratného momentu vytvořeného závlekem rejdové osy. Vzhledem ke stále kladnému a velkému závleku rejdové osy by již nemělo docházet k třepání kol.

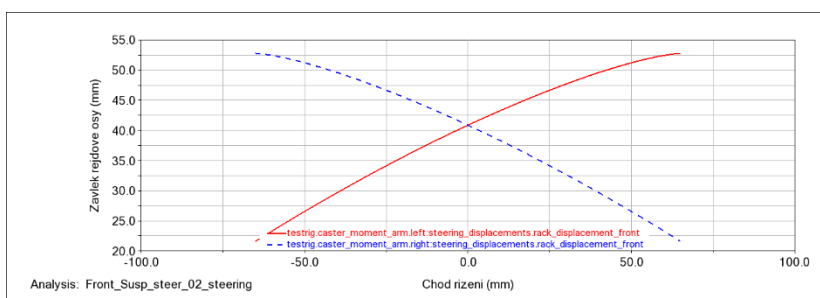


Graf 53 Závislost závleku rejdové osy na naklonění nápravy



Graf 54 Závislost závleku rejdové osy na výkmitu nápravy

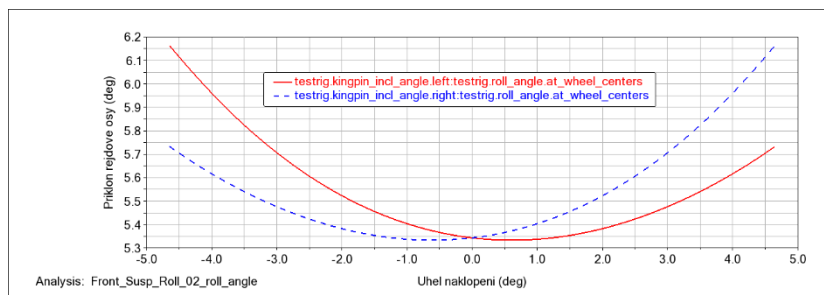
Změna závleku rejdové osy závislé na změně natočení kol je patrná z grafu 55.



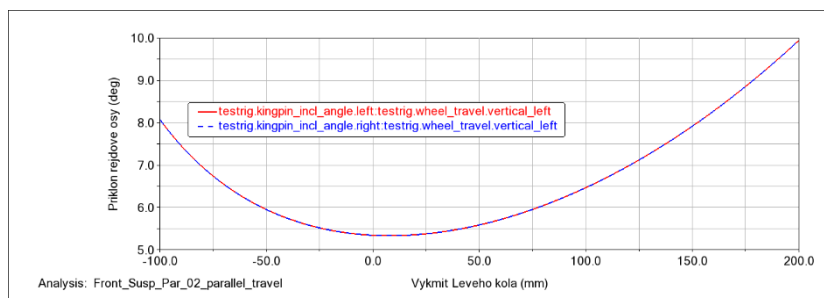
Graf 55 Závislost závleku rejdové osy na chodu převodky řízení

7.1.6 Příklon rejdové osy

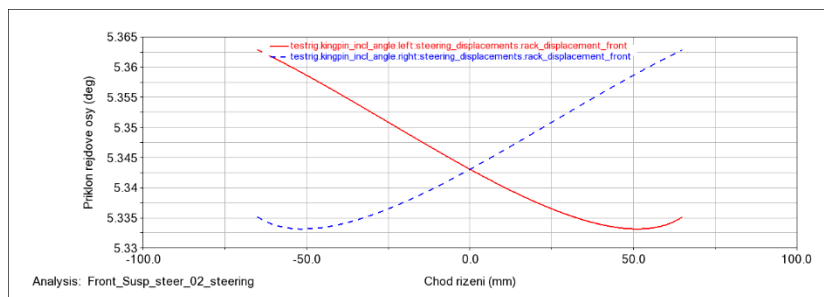
Průběhy příklonu rejdových os jsou zaznamenány v grafech 56, 57 a 58. Došlo zde k výraznému zmírnění změny příklonu rejdové osy, což je nadmíru žádoucí. Při průjezdu nerovnoměrným terénem nebo při naklopení náprav akcelerací by nemělo docházet k výrazné změně síly pro natočení kol do rejdu.



Graf 56 Závislost příklonu rejdové osy na naklopení nápravy



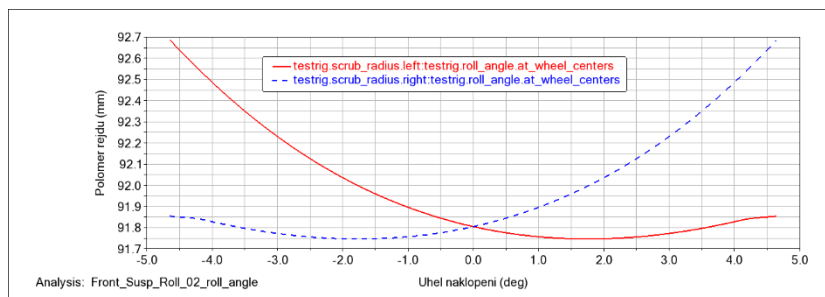
Graf 57 Závislost příklonu rejdové osy na výkmitu nápravy



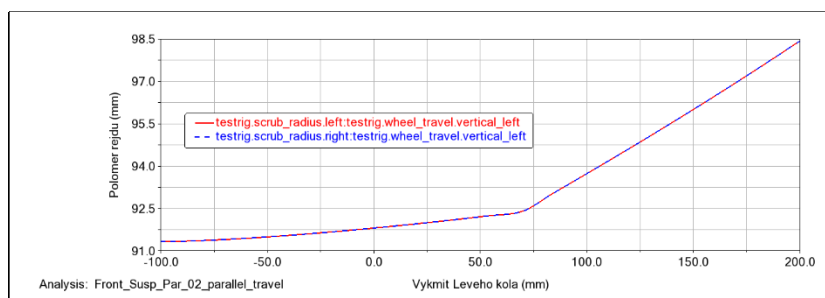
Graf 58 Závislost příklonu rejdové osy na chodu převodky řízení

7.1.7 Poloměr rejdu

Závislost poloměru rejdu na úhel naklopení nápravy je zobrazena v grafu 59, závislost na výchylce výkyvu kol je zřejmá z grafu 60. Dochází k odstranění inflexních bodů a ke zmenšení změny poloměru rejdu. Z grafu 60 je sice patrná změna průběhu, ovšem je dostatečně vzdálena od provozního zdvihu.

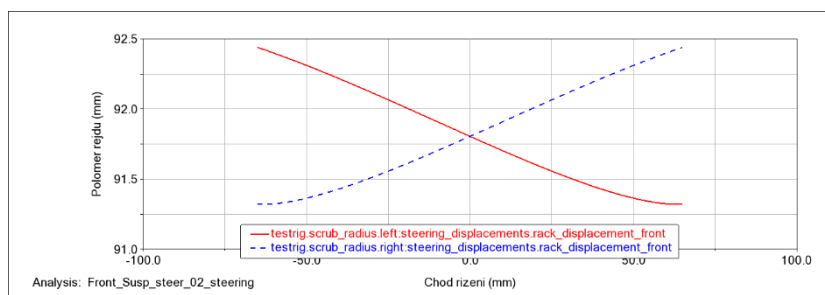


Graf 59 Závislost poloměru rejdu na náklonu nápravy



Graf 60 Závislost poloměru rejdu na výkmitu nápravy

Změna poloměru rejdu při chodu převodky řízení je i na dále zanedbatelná.

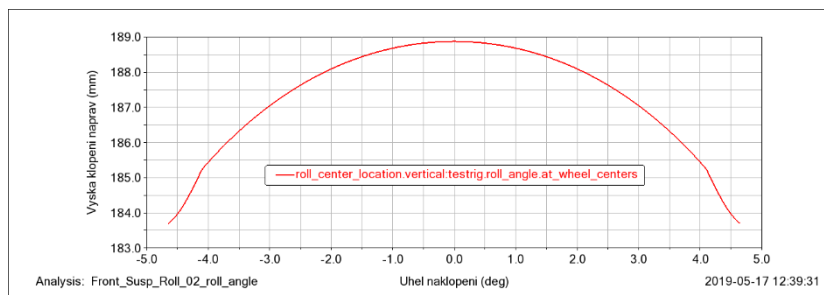


Graf 61 Závislost poloměru rejdu na chodu převodky řízení

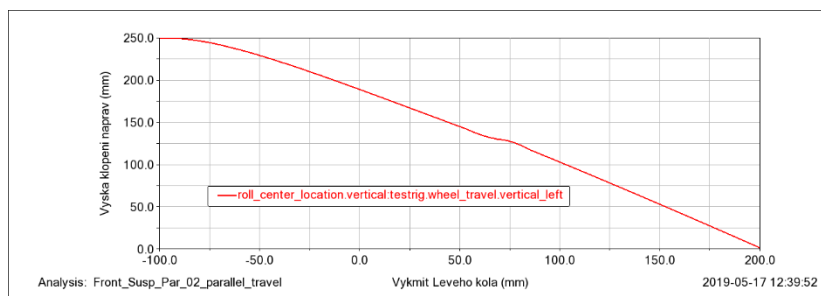
7.1.8 Výška klopení náprav

Graf 62 zaznamenává výšku nápravy klopení závislou na jejím naklápění. Výsledné hodnoty se jeví jako velmi příznivé, dochází pouze k nepatrné změně při propružení. Z tohoto důvodu by měla být buggyna stabilní a dobře ovladatelná.

Graf 63 ukazuje změnu výšky klopení nápravy na jejím propružení. Při maximálním výkmitu kola se křivka blíží nulové hodnotě, která ovšem v praxi obvykle nenastane. Vzhledem k tomu, že hodnota výšky je stále kladná, jedná se o pozitivní jev.

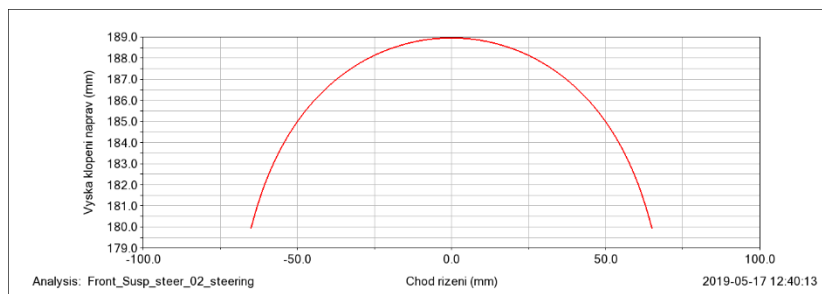


Graf 62 Závislost výšky klopení nápravy na jejím naklápění



Graf 63 Závislost výšky klopení nápravy na jejím výkmitu

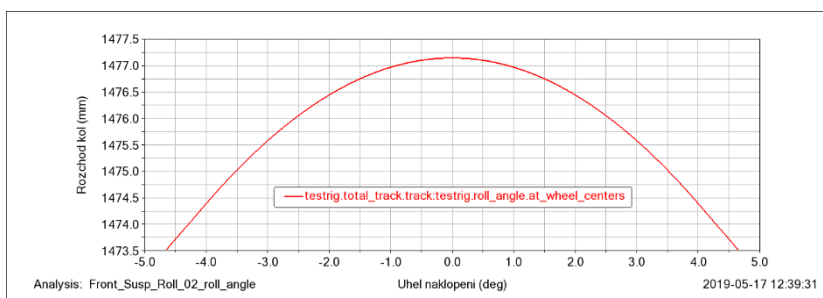
Graf 64 zobrazuje závislost výšky klopení nápravy na chodu řízení. Hodnota je symetrická s malým rozsahem výšky klopení nápravy.



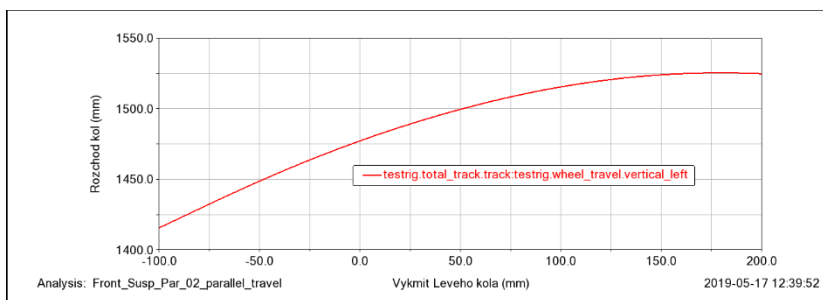
Graf 64 Závislost výšky klopení nápravy na chodu převodky řízení

7.1.9 Rozchod kol

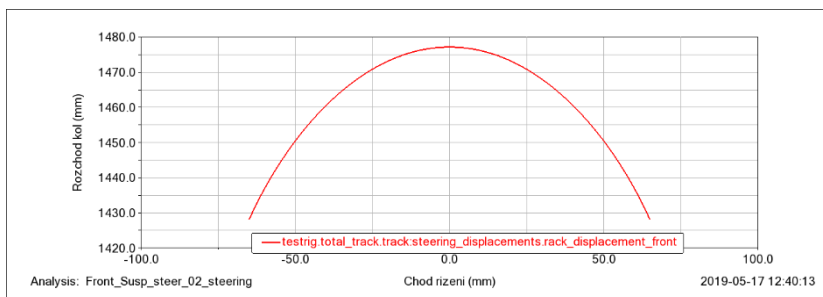
Průběh rozchodu kola je zaznamenán v grafu 65, 66 a 67. Při klopení nápravy se rozchod kol takřka nemění. Nejrozsáhlejší změna nastává při propnutí nápravy. Z grafů je zřejmý rozdíl rozchodu 110 mm, tedy vertikální pohyb od roviny vozidla 55 mm. Oproti původnímu návrhu dochází ke zlepšení. Pro poloosu bude tato vzdálenost menší, a to vlivem jejího uložení do středu kola.



Graf 65 Závislost rozchodu kol na naklonění nápravy

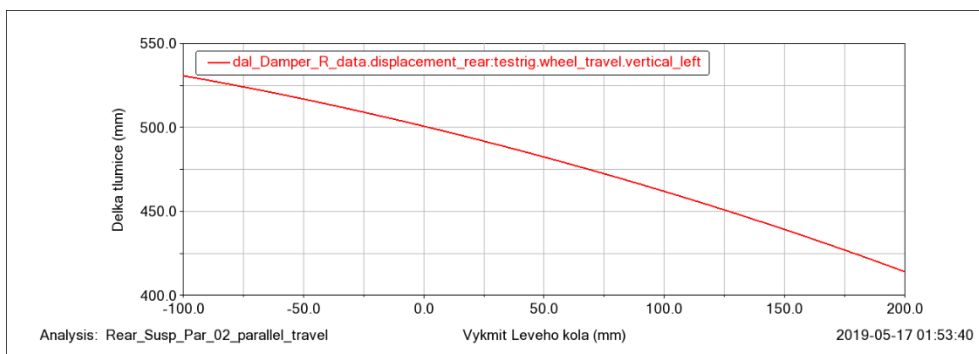


Graf 66 Závislost rozchodu kol na výkmitu nápravy



Graf 67 Závislost rozchodu kol na chodu převodky řízení

7.2 Zadní náprava



Graf 68 Závislost délky tlumiče na chodu kola

Na grafu 68 vidíme závislost délky tlumiče na zdvihu kola. Nejmenší délka tlumiče je $\Delta D_{rul} = 414$ mm při výkmitu kola $\Delta Z_{rWsl} = 200$ mm. Největší délka je $\Delta D_{ruM} = 530$ mm při výkmitu $\Delta Z_{rWsl} = -100$ mm. Při nulovém výkmitu je délka tlumiče $D_{u_0} = 500$ mm. Z uvedených hodnot vypočteme závislost prodloužení tlumiče a výkyv kola.

$$\Delta D_{ru} = P_{rTW} * \Delta Z_{rWS} + D_{ru_0} \quad 81$$

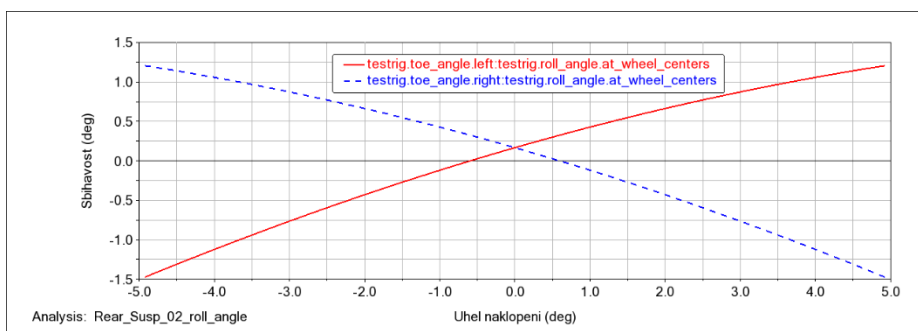
$$414 = P_{rTW} * 200 + 500 \quad 82$$

$$P_{rTW} = \frac{414}{200} - 500 = -498,15 \text{ mm} \quad 83$$

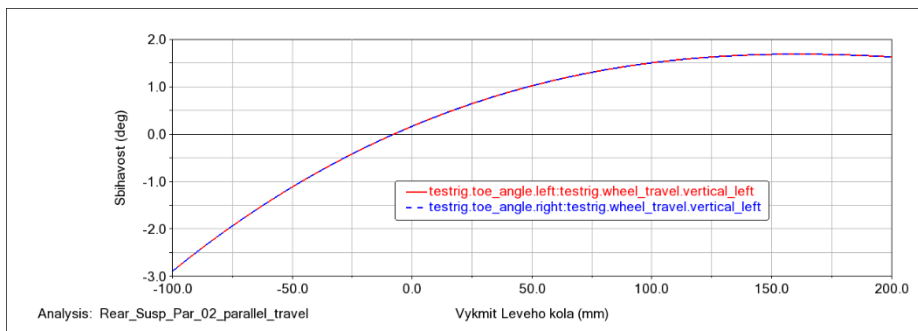
$$\Delta D_{ru} = -498 * \Delta Z_{rWS} + 500 \quad 84$$

7.2.1 Sbíhavost kol

Změna sbíhavosti kol je zaznamenána v grafech 69 a 70. Sbíhavost při náklonu nápravy se mění lineárně, jak je patrné z grafu 69. Z grafu 70 je zřejmá závislost sbíhavosti kola na propružení nápravy. Dochází k vylepšení této sbíhavosti, maximální rozbíhavost je $-2,9^\circ$ a maximální sbíhavost je $1,7^\circ$.



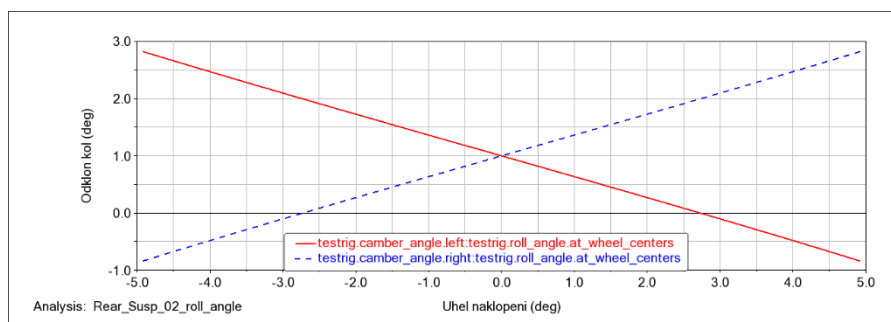
Graf 69 Závislost sbíhavosti kol na naklonění nápravy



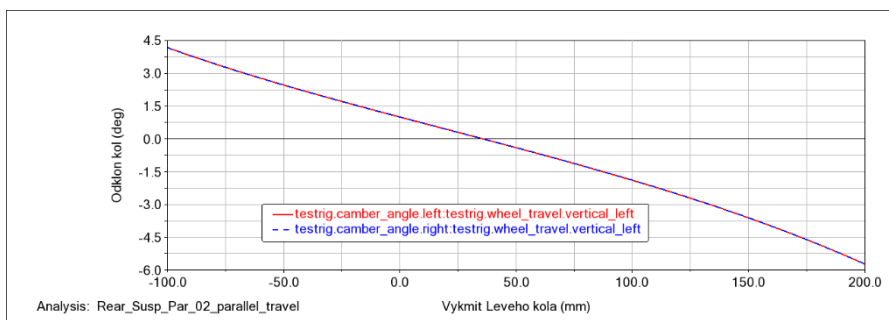
Graf 70 Závislost sbíhavosti kol na výkmitu nápravy

7.2.2 Odklon kol

Průběh odklonu kola v závislosti na naklopení nápravy je zobrazen v grafu 71 a odklon v závislosti na propružení nápravy v grafu 72. Bylo tedy docíleno výrazného vylepšení, došlo ke snížení rozsahu odklonu a při naklopení náprav jsou kola klopena v opačném směru, čímž dochází k výraznému vylepšení přilnavosti kol a ke stabilitě jízdy. Průběh odklonu kol je lineární.



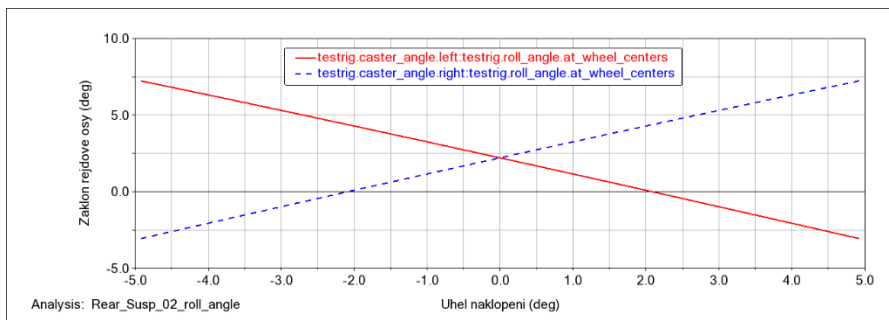
Graf 71 Závislost odklonu kol na naklopení nápravy



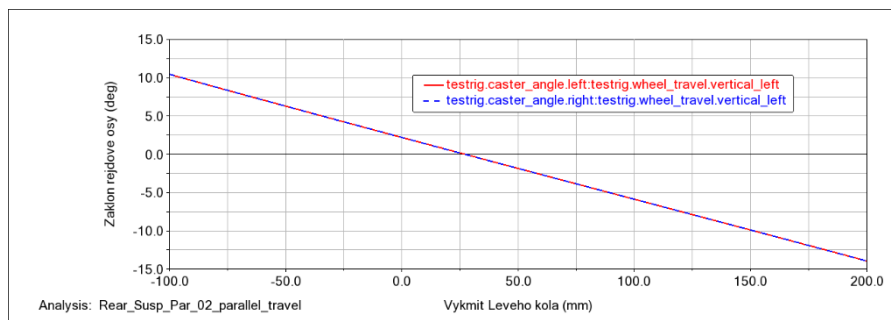
Graf 72 Závislost odklonu kol na výkmitu nápravy

7.2.3 Záklon rejdové osy

Záklon rejdových os je zobrazen v grafu 73 kde je patrná jeho závislost na náklonu nápravy a v grafu 74, z něhož je patrná závislost na výkmitu kola. Tím dochází k výraznému zlepšení záklonu rejdové osy.



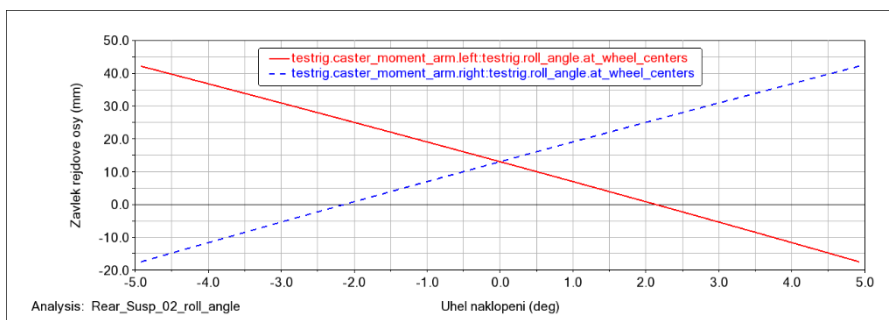
Graf 73 Závislost záklonu rejdové osy na naklonění nápravy



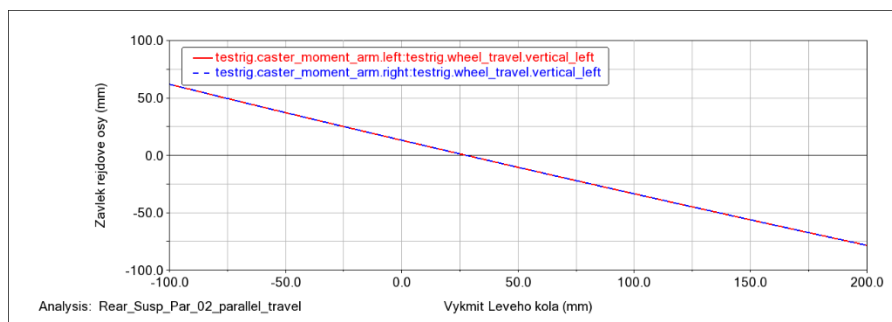
Graf 74 Závislost záklonu rejdové osy na výkmitu nápravy

7.2.4 Závlek rejdové osy

Průběhy závleku rejdové osy na naklonění nápravy jsou znázorněny v grafu 75 a průběhy závleku rejdové osy závislé na propružení nápravy jsou zobrazeny v grafu 76.



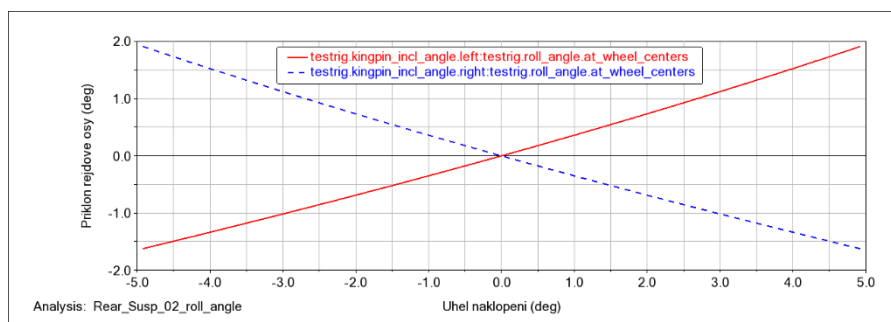
Graf 75 Závislost závleku rejdové osy na naklonění nápravy



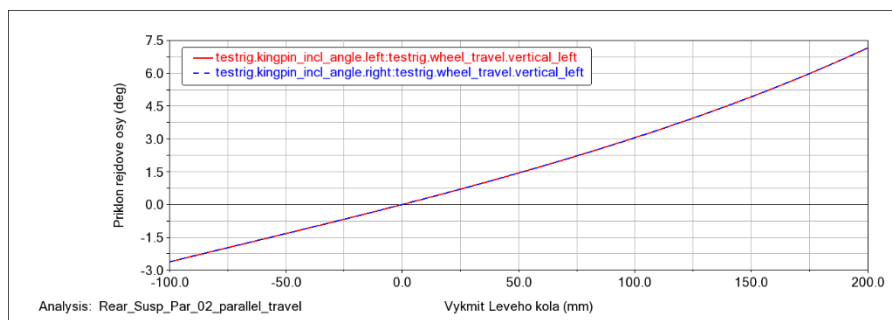
Graf 76 Závislost závleku rejdové osy na výkmitu nápravy

7.2.5 Příklon rejdové osy

Graf 77 zobrazuje průběh příklonu rejdové osy závislý na naklonění nápravy. Z grafu 78 je patrný průběh k němuž dochází při změně propružení vozidla. Tím bylo docíleno výrazného zlepšení.



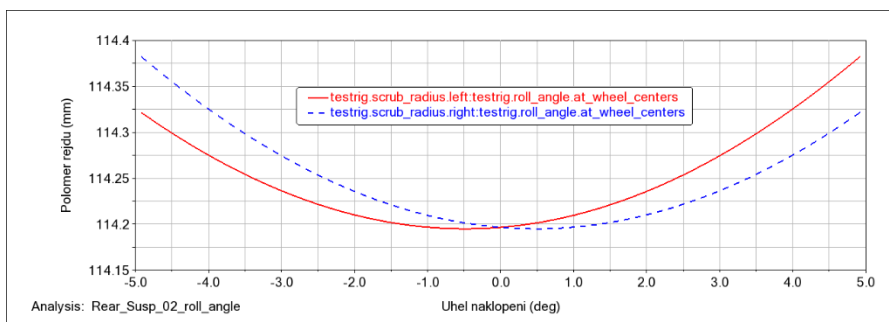
Graf 77 Závislost příklonu rejdové osy na naklonění nápravy



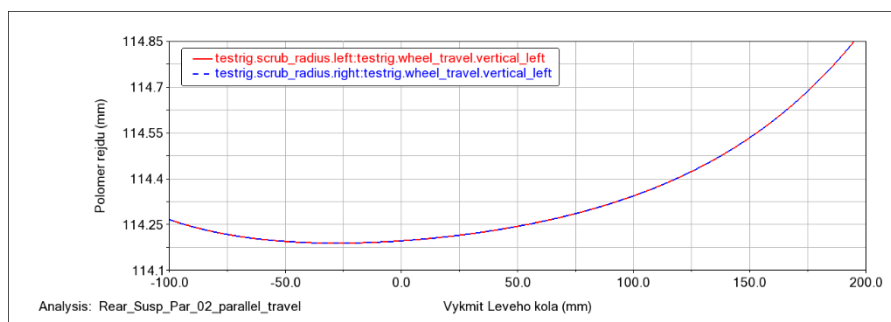
Graf 78 Závislost příklonu rejdové osy na výkmitu nápravy

7.2.6 Poloměr rejdu

Poloměr rejdu se mění v závislosti na náklonu nápravy jak je patrné z grafu 79, nebo na velikosti propružení nápravy jak je zobrazeno v grafu 80. Z uvedených grafů je zřejmé, že dochází pouze k nepatrné změně poloměru rejdu.



Graf 79 Závislost poloměru rejdru na naklonění nápravy



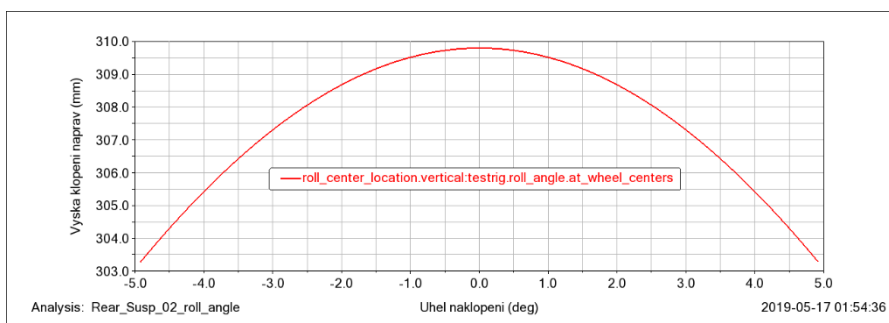
Graf 80 Závislost poloměru rejdru na výkmitu nápravy

7.2.7 Výška klopení náprav

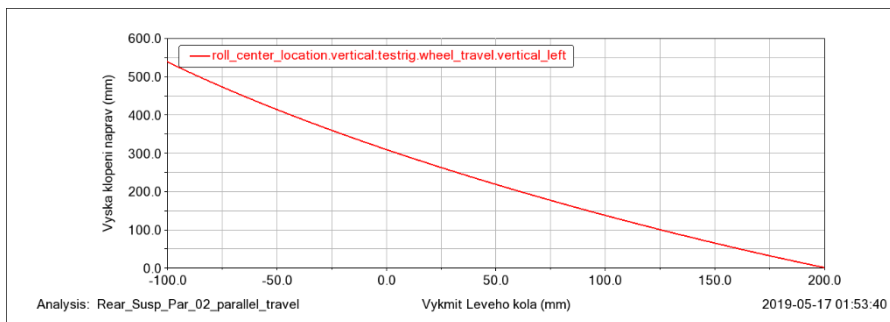
Výška klopení nápravy závislá na jejím naklonění je znázorněná v grafu 81, její závislost na propružení nápravy je zobrazená v grafu 82. Výška klopení nápravy zůstává v celém průběhu kladná.

Z grafu 81 jsou zřejmé nepatrné změny výšky klopení při naklápění nápravy. Křivka má plynulý průběh a je symetrická.

Z grafu 82 je zřejmý lineární průběh výšky klopení. Největší výška klopení se jeví jako nebezpečná, ale vzhledem k umístění pod těžištěm Buggy, je tato výška akceptovatelná.



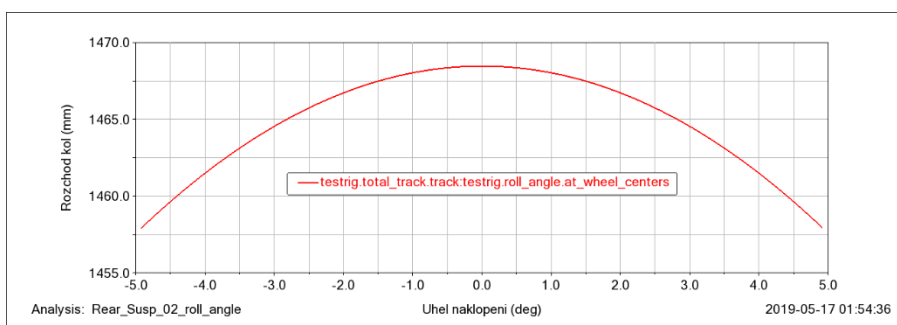
Graf 81 Závislost výšky klopení nápravy na jejím naklonění



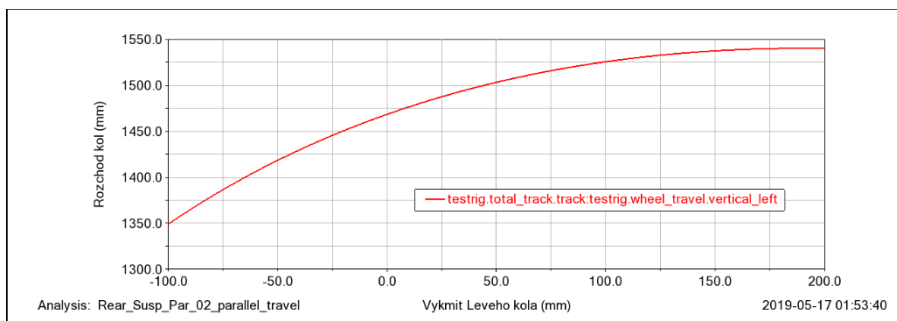
Graf 82 Závislost výšky klopení nápravy na jejím výkmitu

7.2.8 Rozchod kol

Průběh změny rozchodu kol na naklopení nápravy je znázorněn v grafu 83 a změna rozchodu kol na propružení nápravy v grafu 84. Při klopení nápravy je největší změna rozchodu pouhých 10 mm. Tento stav je zapříčiněn monotónností průběhu rozchodu kol jak je zřejmé z grafu 84. Zároveň je z tohoto grafu patrný maximální rozchod kol, který je 190 mm, tedy vertikální pohyb od roviny vozidla je 95 mm. Pro poloosu bude tato vzdálenost menší vlivem jejího uložení do středu kola, kde má možnost dalšího pohybu. Zde dochází k mírnému zhoršení, nicméně vzhledem k ostatním příznivým hodnotám je tento stav stále dostačující.



Graf 83 Závislost rozchodu kol na naklopení nápravy



Graf 84 Závislost rozchodu kol na výkmitu nápravy

Závěr

Bakalářská práce se zabývá návrhem kinematiky přední a zadní nápravy E-Buggy. Předběžný návrh byl proveden analyticky, na základě předem stanovených parametrů, získaných zkušeností, analytické geometrie a v neposlední řadě vlastního úsudku. Návrh náprav byl do finální podoby dopracován za pomoci softwaru MSC Adams Car 2018.1. V práci jsou popsány jednotlivé typy náprav, druhy přepákování tlumičů, provedení řízení a dále seznámení s parametry náprav.

Modelování náprav bylo prováděno pomocí souřadnic bodů v kartézském souřadném systému. Z tohoto důvodu je předběžný návrh jednotlivých náprav navrhován souřadnicemi klíčových bodů náprav. S pomocí těchto bodů byly v softwaru MSC Adams vytvořeny nové základní šablony pro vyhotovení přední a zadní nápravy. Z uvedených šablon byla vyhotovena sestava, která byla podrobena zadaným simulacím a byly prověřeny kontrolované parametry. Na základě výsledků provedených testů byly následně upraveny nápravy do finální podoby.

Výsledkem jsou optimální nápravy požadovaných vlastností. Při plném vytočení kol do rejdu je dosaženo poloměru otáčení vozidla 3,7 m. V celém průběhu chodu výkmitu kol přední nápravy bylo docíleno změny sbíhavosti pouhé 3° , změnu odklonu kol 4° a největší změna v rozchodu kol je 110 mm. U zadní nápravy je konečná změna sbíhavosti $4,5^\circ$ v celém průběhu propružení nápravy, změnu odklonu nebylo reálně snížit pod 10° a rozchod kol pod 190 mm vlivem nedostatku prostoru pro uchycení příčných ramen. Z výsledků výše uvedených analýz můžeme konstatovat, že navržené nápravy jsou vyhovující. V případě potřeby vylepšení dosažených výsledků by bylo vhodné podrobně prozkoumat rozmístění příslušenství na rámu, následnému vytvoření nových úchytných bodů pro ramena náprav.

Dalším krokem by bylo navržení ramen nápravy, navržení tělesa ložiska kola a řídicích tyčí. Provedení jejich pevnostních kontrol a následných dalších kinematických kontrol bez opomenutí hmoty ramen a kol. Po naplnění veškerých požadovaných podmínek by byly vyrobeny prototypy náprav. Tyto nápravy by následně byly pevnostně a bezpečnostně posouzeny v rámci experimentálních testů.

Poděkování

Tímto děkuji Ing. Martinu Fuskovi Ph.D. za odborné vedení, poskytnutí cenných rad a za věnovaný čas při konzultacích a vypracování práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Miroslavu Suchánkovi za cenné rady při práci na modelu a doc. Ing. Petru Tomčíkovi, Ph.D. za možnost spolupráce na projektu.

Citovaná literatura

1. **Jan, Zdeněk, Ždánský, Bronislav a Čupera, Jiří.** *AUTOMOBILY I: Podvozny.* 3. Vydání. Brno : Avid, spol. s r. o., Brno, 2009. ISBN 978-80-87143-18-6.
2. **VOLKSWAGEN AG.** Touareg 2011: Podvozek a koncepce pohonu všech kol. *Samostudijní program.* Wolfsburg : autor neznámý, 2010.
3. **Volkswagen AG.** Servicing rear axle. *Electronic Service Information System.* Wolfsburg : autor neznámý, 1997. A42-0025.
4. **Sajdl, Jan.** Ackermannova podmínka. *Autolexicon.net.* [Online] 2019. [Citace: 04. 05 2019.] Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/ackermannova-podminka/>. ISSN 1804-2554.
5. **Ondřej, FRÜHAUF.** Měření parametrů na odpružení sportovního vozidla. [Online] Plzeň, 2016. [Citace: 01. 05 2019.] Dostupné z: https://dspace5.zcu.cz/bitstream/11025/25261/1/BP_Ondrej_Fruhauf.pdf. BAKALÁŘSKÁ PRÁCE. ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI. Vedoucí práce Doc. Ing. Josef FORMÁNEK, Ph.D..
6. **AUDI AG.** Audi A3 '04 - Podvozek. *Samostudijní program.* Ingolstadt : autor neznámý, 2003.
7. **VOLKSWAGEN AG.** Požadované hodnoty k proměřování vozidla. *Electronic Service Information.* Wolfsburg : autor neznámý, 1997.
8. **Lowell Kinetic Sculpture Race.** STEERING. *Lowell Kinetic.* [Online] Lowell Kinetic Sculpture Race, 2019. [Citace: 04. 05 2019.] Dostupné z: <https://lowellkinetic.com/wp-content/uploads/2016/02/Steering-2.pdf>.
9. **AUDI AG .** Audi A8 typ 4N podvozek CZ. *Samostudijní program.* Ingolstadt : autor neznámý, 2017.
10. **MadRam11.** THE UNCLIMBABLE RZR HILL. *YouTube.com.* [Online] SuperATV.com, 04. 08 2016. [Citace: 12. 04 2019.] Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=zFRPLFzsqOk>.
11. **Cordeiro, Casey a Cordeiro family.** 2019 Polaris RZR XP Turbo S Velocity Review + Video. *ATV.com.* [Online] 22. 04 2019. Dostupné z: <https://www.atv.com/manufacturer/polaris/2019-polaris-rzr-xp-turbo-s-velocity-review>.

Seznám příloh

Příloha A Vzhled finální přední nápravy včetně uložení převodky řízení

Příloha B Vzhled finální zadní nápravy

Seznam zvláštních příloh

Adresář „E_Buggy.cdb“ obsahuje databázi návrhu náprav a finální nápravy pro program MCS Adams 2018.1. Soubory sestavy jsou uloženy v podadresáři „assemblies.tbl“ pod následujícími názvy souborů:

Front_Buggy_1.asy (Předběžný návrh přední nápravy)

Front_Buggy_2.asy (Finální návrh přední nápravy)

Buggy_Rear_Suspension_1.asy (Předběžný návrh zadní nápravy)

Buggy_Rear_Suspension_2.asy (Finální návrh zadní nápravy)

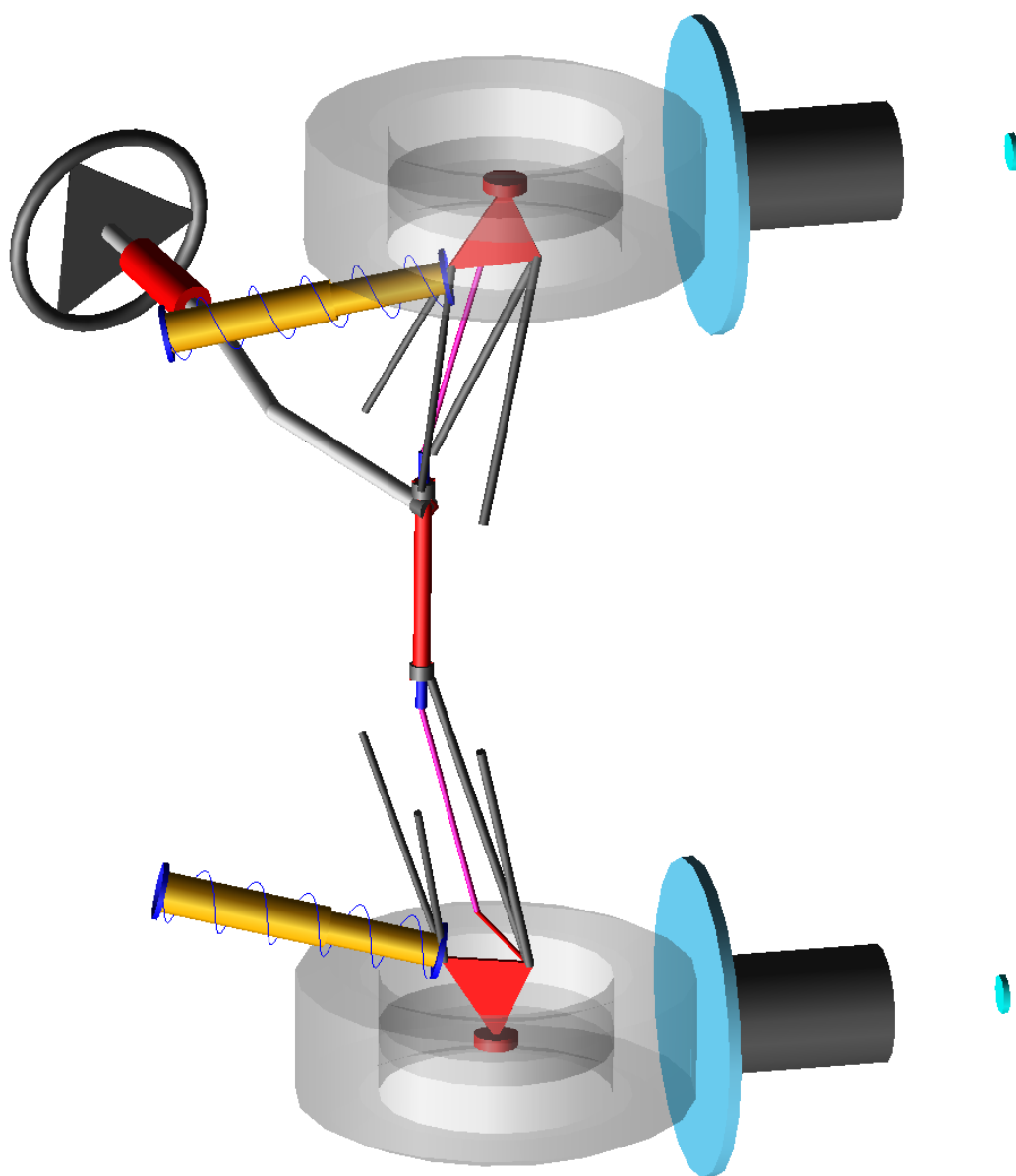
Adresáři „E_Buggy_data“ obsahuje vypočtené simulace pro program MCS Adams 2018.1

Podadresář „Grafy_01“ v adresáři „E_Buggy_data“ obsahuje výsledné grafy předběžného návrhu ve formátu „.bmp“

Podadresář „Grafy_02“ v adresáři „E_Buggy_data“ obsahuje výsledné grafy finální návrhu ve formátu „.bmp“

Kopie bakalářské práce: Kosma_Matej_Navrh_kinematiky_naprav_BP.pdf

Příloha A



Příloha B

